UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

Auditoría Energética Térmica en Planta de Proceso de Harina paraAlimento Balanceado para Reducir los Costos de Generación deVapor

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Rodríguez Rodríguez, Moisés Alberto (ORCID: 0000-0002-9510-7948)

ASESOR:

Mg. Paredes Rosario, Raúl Rosalí (ORCID: 0000-0002-3032-3527)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución.

TRUJILLO-PERÚ

2020

DEDICATORIA

En primer lugar, a Dios Padre por haberme bendecido siempre, y guiarme en este camino de subes y bajas, dándome las fortalezas para nunca decaer, y así cumplir todos mis objetivos deseados en la vida.

A mi querida mi madre Agustina Rodríguez, quien fue la mujer que me sacó adelante sola inculcándome valores y respeto hacia los demás, y quien es el motivo de querer siempre superarme y ser mejor cada día.

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a Dios Padre, por haberme dado la fortaleza, la actitud y aptitud para culminar esta etapa de mi vida, logrando lo deseado de tanto tiempo. Agradezco a mi madre por siempre estar apoyándome en todo momento, gracia a ella soy lo que soy hoy en día.

Agradezco a los docentes de la universidad Cesar vallejo de Trujillo, de la facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por brindarme los conocimientos y la experiencia adquiridos en transcurso de mi etapa de estudios.

Agradezco a todas las personas que creyeron en mí, quienes son amigos, familiares quienes siempre me alentaron para continuar en mis estudios.

INDICE

ÍNDICE DE TABLAS

INDICE DE FIGURAS

RESUMEN

En esta investigación se presenta una auditoría energética térmica en planta de proceso de harina para alimento balanceado para reducir los costos de generación de vapor. La planta cuenta con una caldera de 400 BHP y consume 686.67 Kg/h de carbón antracita, con una baja eficiencia térmica de 75.30%. Por lo tanto se realizó una mejora al sistema de aislamiento térmico de la red de tuberías de los equipos digestores y secador, obteniendo un ahorro 75.24 Kg/h en carbón y un exceso en la eficiencia térmica de 5.32%. Por lo cual se planteó el uso del gas licuado de petróleo y gas natural. Donde se determinó que con carbón antracita el costo anual en consumo de combustible es 1802508.75 soles/año, con gas licuado 6947630.82 soles/año y con gas natural 1651860.00 soles/año. Por lo consiguiente se descartó el uso del GLP por los elevados costos. Se procedió con la implementación de un precalentador con un ahorro en carbón antracita de 50.40 Kg/h equivalentes a 132300.00 soles/año, y 28.30 Kg/h con 137655.00 soles/año con gas natural. Indicando que con gas natural se logra una eficiencia aceptable de 84.57%. El proyecto tiene un retorno operacional de la inversión de 1.9 meses. Donde el uso del gas natural es factible también desde el impacto ambiental con una evacuación de gases dióxido de carbono de 6889 TM/año, frente al uso del carbón antracita con una masa evacuada de gases de 12463 TM/año.

Palabras clave: Auditoría energética, análisis estequiométrica de combustión, análisis del impacto medio ambiental.

ABSTRACT

This research presents a thermal energy audit in a balanced feed flour processing plant to reduce steam generation costs. The plant has a 400 BHP boiler and consumes 686.67 Kg / h of anthracite coal, with a low thermal efficiency of 75.30%. Therefore, an improvement was made to the thermal insulation system of the pipe network of the digester and dryer equipment, obtaining a saving of 75.24 Kg / h in coal and an excess in thermal efficiency of 5.32%. Therefore, the use of liquefied petroleum gas and natural gas was proposed. Where it was determined that with anthracite coal the annual cost in fuel consumption is 1802508.75 soles / year, with liquefied gas 6947630.82 soles / year and with natural gas 1651860.00 soles / year. Therefore the use of LPG was ruled out due to high costs. We proceeded with the implementation of a preheater with a saving in anthracite coal of 50.40 Kg / h equivalent to 132,300.00 soles / year, and 28.30 Kg / h with 137655.00 soles / year with natural gas. Indicating that with natural gas an acceptable efficiency of 84.57% is achieved. The project has an operational return on investment of 1.9 months. Where the use of natural gas is feasible also from the environmental impact with an evacuation of carbon dioxide gases of 6889 MT / year, compared to the use of anthracite coal with an evacuated mass of gases of 12463 MT / year.

Keywords: Energy audit, stoichiometric analysis of combustion, environmental impact analysis.

I. INTRODUCCIÓN

La elaboración de productos cárnicos en general continúa ascendiendo a nivel mundial, siendo el pollo una de las carnes más consumidas. Se estimó que en el 2019 podría ver un incremento de un 2% en la producción avícola. Las circunstancias en que se están dando, vienen ser favorables en la producción y el comercio, con un vasto abastecimiento de alimentos a precios relativamente bajos con una moderada demanda. En América Latina el consumo de la carne de pollo es desmesurado, tanto que Brasil alcanzaría un nuevo récord en sus exportaciones (Asociación Latinoamericana de Avicultura, 2018).

El Perú está entre los primeros países de América latina en consumir la carne de pollo, en el año 2018 se asintió el consumo de 48Kg de carne de pollo diario por cada individuo, teniendo un alza del 8.7%, superando el consumo del año 2017. Se consideró un incremento del 4% para el año 2019 (Producción y Comercialización de Productos Avícolas, 2018).

En los últimos años, las empresas avícolas al ir incrementando su producción, se percibe un notable incremento de desechos como, plumas, vísceras y sangre. La gran cantidad de desechos orgánicos como las plumas de aves, son materia prima potencial, que debido a sus características se pueden desarrollar diversos productos, entre las cuales se encuentran, fertilizantes, en la industria automotriz, la textil, en alimentos balanceados, entre otros. Para el desarrollo de cada uno de estos procesos industriales, es necesario contar con tecnología diferente y adecuada. Uno de los procesos industriales más comunes es el producir alimento balanceado, justamente porque existe gran demanda en el mercado, a su vez es de menor costo en producción (Franchesca Pastor, y otros, 2018).

Para realizar la producción de las harinas de plumas o alimento balanceado, se debe considerar diversas etapas, la cocción que viene hacer el cocinado de las plumas, el secado que es la deshidratación después de la cocción, conjuntamente con una serie procesos. La cocción, es un procedimiento térmico donde las plumas ingresan a un intercambiador de calor considerado como digestor o cocina, dentro de ello se someten a temperaturas elevadas. Para realizar el procedimiento de cocción, es necesario emplear de una forma eficaz los parámetros establecidos

como son: temperatura, presión de vapor y el tiempo de residencia. La calidad que se considera apto para el consumo debe ser mayor al 75%. En el secado, la pluma coccionada pasa por una deshidratación hasta llegar a un 8% de humedad, el proceso de secado se da por un intercambiador de calor llamado secador. Las empresas industriales ven la importancia que llega hacer la generación y distribución de vapor es los diversos procesos industriales (Empresas Harinas Cárnicas del Norte, 2018).

En la industria peruana, el 80% de las plantas industriales generan y consumen vapor saturado, tales son: en los sectores pesqueros, agro industrias, alimento, medicina y otros comercios. Para realizar su producción en mencionados sectores, se requiere de una central térmica de vapor, en la cual se generará el vapor necesario para sus equipos consumidores. Uno de sus componentes principales de la central térmica viene ser la caldera, es el instrumento dónde se genera el vapor, dicho instrumento debe ser de la capacidad apropiado para el proceso térmico y brindar un balance rentable.

Las calderas de vapor queman combustible convencional, al realizar la combustión, tiende a emanar gases contaminantes, que contribuye a la contaminación del medio ambiente.

Lamentablemente, alrededor del 22% de la actual concentración de CO_2 en la atmósfera se debe a actividades humanas, lo que genera el incremento artificial del efecto invernadero, lo que explica el cambio climático de consecuencias graves en el Perú, se considera que en la actualidad el cuidado del medio ambienté es la problemática que aqueja a todos tanto en el Perú y el mundo (Oswaldo, y otros, 2007).

La empresa dedicada al proceso de harina para alimento balaceado a base de las plumas de aves. Emplea el vapor saturado para llevar a cabo el proceso de cocción y secado. Para realizar dichos procedimientos, cuenta con una caldera pirotubular con la capacidad de 400 caballos de fuerza de caldera (BHP), conjuntamente con un quemador convencional que utiliza de combustible al carbón antracítico.

El vapor es trasportado por medio de tuberías metálicas $\emptyset 6\ \mathrm{pulg}$, que llega a un manifold donde se distribuye hacia 2 digestores que necesita una presión constante

de 75 psi a 160°C y a un secador a 60psi a 140°C (Empresas Harinas Cárnicas del Norte, 2018).

Al analizar el costo de la producción en general, se observó que el costo de generación y el consumo de vapor es excesivo, comparando con otras empresas dedicadas al mismo rubro. El costo que genera es de S/.163 por tonelada métrica de vapor, siendo un costo considerablemente alto, esto se debe a que existe un déficit en la eficiencia en la central térmica, no se lleva un control de gestión de procesos de energía, juntamente que no se elaboran análisis de balance de energía térmica frecuentes.

Por lo tanto, se planteó realizar una auditoria energética térmica, para determinar las medidas necesarias y por ello aplicarlas, para reducir los costos de generación de vapor. Se consideró, el tipo de combustible, la calidad del vapor, la pérdida de energía térmica por el sistema en general, que se dan por medio: de las tuberías de distribución, los equipos consumidores de vapor, las emisiones de gases residuales y por purgas.

Para intervenir en la problemática propiamente dicha, se originó la siguiente **formulación de problema**: ¿Cómo reducir los costos de generación de vapor de la empresa dedicada al proceso de Harina para Alimento Balanceado mediante una auditoría energética?

De acuerdo con la formulación del problema se planteó la siguiente **hipótesis**: Mediante una auditoria energética térmica en el sistema, se reducirá el costo de generación de vapor de la empresa dedicada al proceso de harina para alimento balanceado.

La **justificación de estudio,** esta basa en una perspectiva económica, realizando la auditoria energética térmica, tanto en la central térmica, líneas de distribución de vapor y equipos consumidores de vapor. Se halló las deficiencias existentes, es por ello que se busca mejorar el rendimiento del sistema, aprovechando al máximo el vapor generado y a su vez minorar el costo de generación de vapor, de la empresa dedicada al proceso de Harina para Alimento Balaceado.

Para llevar a cabo la auditoria energética térmica, es indispensable aplicar la razón de la ingeniería, para lograr solucionar la problemática y obteniendo buenos resultados, siendo favorables en el costo de generación de vapor.

En una parte de la tesis, se considera necesario el evaluar y reducir las emisiones de gases contaminantes, teniendo el conocimiento que, si disminuye las emisiones de gases es porque el consume de combustible es menor y por ende el costo de generación de vapor baja.

Al elaborar la auditoria energética térmica en la empresa dedicada al proceso de harina para alimento balanceado, se desarrolla y aplica la razón en el área de auditoria energética.

La presente tesis tiene como **objetivo general:** Realizar una auditoria energética térmica de la empresa dedicada al proceso de Harina para Alimento Balaceado, y establecer las medidas de mejora para reducir los costos de generación de vapor.

Por ende, para desarrollar dicho objetivo general se elaboran ciertos **objetivos específicos** que vienen ser: (1) Describir los componentes de la central térmica de vapor saturado; (2) Realizar auditoria energética: Determinar capacidad, eficiencia, y costo de operación actuales de componentes del sistema térmico; (3) Determinar el plan de mejoras del sistema térmico; (4) Realizar análisis económico después de la implementación de la mejora; (5) Realizar un análisis de impacto medio ambiental.

II. MARCO TEÓRICO

Como antecedentes se presentan los siguientes:

El centro de salud Carlos Andrade Marín, es uno delos más importantes en el Ecuador, por tal razón es indispensable que sus equipos no sufran deficiencias. Para lograr explotar toda su capacidad, se debe tener un control adecuado de sus consumos de energía y de los equipos que lo emplean. Por medio un análisis energético del sistema de generación de vapor (DANIEL, 2012), realizo una auditoria con la adquisición de datos de 2 años aproximadamente.

El hospital contaba en su momento, con una caldera de 150 psi en diseño, que consume 4.7 Lt/min de combustible (Diésel), según la evaluación que realizaron, la caldera tiene un consumo de $650\ \mathrm{Gal/día}$. En el año 2011 presentaron un consumo de 34550 Gal/año de petróleo, por ende, evaluaron las pérdidas de energía calorífica en: el vapor flash no recuperado, trampas de vapor abiertas, fugas no reparadas y en las líneas de distribución de vapor. Observaron que la mayor pérdida se daba en el vapor flash no recuperado, perdía un 64.59% del total, siendo 461.48 kw de energía calorífica pérdida, su costo era valorizado en 76632.05 USD/año, sumando todas las pérdidas de energía en el sistema térmico, llegaron a definir que se valorizaba en un total de 118648.49 USD/año. Para recuperar la máxima cantidad de energía térmica y a su vez minimizar los costos de generación de vapor, optaron por habilitar acondicionadores de recuperación de revaporizados. Lo diseñaron con los estándares adecuados, logrando una buena clasificación del vapor y agua. Realizaron el diseño y montaje del acondicionador, lograron recuperar 369.344 kw de energía calorífica, ahorrando 61304.97 USD/año y generaron una inversión de 1398 USD.

Por otro lado, su caldera tenía una eficiencia dentro del rango de generación de vapor en un 85.4%. Por lo tanto, la instalación del tanque de revaporización, fue significativo en el ahorrar de costos en la generación de vapor.

El hospital Belén de Trujillo, cuenta con una central térmica y una red de distribución de vapor, donde el vapor es utilizado en distintos procesos dentro del hospital. (LUJÁN JUMPA, 2016)**,** realizo una auditoria energética térmica, donde la central térmica contaba en su momento con una caldera pirotubular $100\ BHP$, su vapor

saturado seco era distribuido a distintas zonas en la que consumen un cierto porcentaje del vapor generado. En el análisis que realizaron se percataron que existía perdidas de energía en el sistema de distribución por tuberías, presentaba una temperatura crítica de 65°C, debiendo ser 30°C. Esto quería decir que en las líneas que transporta el vapor existía perdidas de $6.5\mathrm{kw}$ de energía calorífica. Por otra parte la caldera quema combustible (GLP y petróleo industrial), siendo el petróleo el de mayor consumo $222950\ Gal/año$.

La red del condensado era deficiente, con tan solo una recuperación del 50% del condensado, esto dado en proceso de esterilización. Al tener como alusión lo mencionado, realizaron una auditoria energética en todo el sistema, con ello lograron mejorar la red de distribución de vapor, cambiaron el tipo de revestimiento térmico, redujeron la perdidas de calor a $2.7\mathrm{kw}$ permitiéndose un ahorro del $10643.4\mathrm{Gal/año}$. A su vez implementaron un pre calentador de aire por gases residuales, para aumentar el calor del aire que ingresa a la caldera y obtuvieron la temperatura de ingreso de $100°\mathrm{C}$, logrando un ahorro $11237.328\mathrm{Gal/año}$ de combustible. La auditoría energética térmica les permitió incrementar el rendimiento en la caldera a 86% y el rendimiento energético de la central térmica a 85%. Para lograr las mejoras que alcanzaron, realizaron una inversión de $83559\ s./año$ y obtuvieron un beneficio neto de $315393\ s./año$

La pesquera Centinela SAC, buscaba incrementar su producción, y a su vez reducir costos en su operación. En su momento observaron que existía un desmedido consumo de vapor y que en el proceso de generación consumía $212.5\ Gal/h$ de $R-500$ (petróleo). Es por ello que (JAIME, y otros, 2016), realizaron una auditoria y evaluaron las condiciones en que se encontraban el sistema térmico, se enfocaron en realizar la evaluación en las áreas de cocción y secado. Por tal razón vieron la necesidad de aprovechar al máximo el consumo del vapor y calor latente de los condensados, por tal razón implementaron un sistema de vapor flash, llegando aprovechar el calor y reutilizándolo en el proceso de cocción. Lograron aminorar el consumo de vapor y por lo tanto también disminuyeron el consumo $\mathrm{R}-500$. Realizaron el balance del flujo de vapor en las cocinas N°1 y 2 siendo de $12765.99\ \mathrm{kg\ vapor/h}$, obteniendo un flujo de combustible de $212\ \mathrm{Gal/h}$. Por otro lado los secadores consumen $23020.30\ \mathrm{kg\ vapor/h}$. El condensado que genera el

secador rotatubos es de $966.94\ \mathrm{kg/h}$ de vapor flash, el condensado generado por los secadores rotadiscos es de $722.13\mathrm{Kg/h}$ de vapor flash, sumando amabas cantidades obtuvieron $1689.07\mathrm{kg/h}$ esto quería decir que el 84% será reutilizado para el proceso térmico indirecto por medio de chaquetas en los digestores N°1 y 2 para el cocinado del pescado. Impenetraron el sistema de vapor flash y llegaron a reducir un $11.24\ \%$ de consumo de vapor, por ello obtuvieron un ahorro de $29.36\ \mathrm{Gal/h}$ de petróleo y un ahorro en costos de $98356.0\ \mathrm{USD/año}$.

La empresa Pesquera Copeinca, para su elaboración de producto presentaba como fuente principal de energía al vapor, por tal motivo (ELVIS, y otros, 2019) consideraron realizar un balance de energía. En su momento contaba con una caldera pirotubular, que quema combustible de gas natural comprimido, quemando un promedio $40000\mathrm{m}^3/\mathrm{diario}$, observaron mediante la evaluación que no era factible para un proceso continuo de $24h$, por tal argumento decidieron dar uso del petróleo cada cuanto sea necesario. Evaluaron cinco calderas que se encontraban operativas obteniendo un rendimiento promedio del 91.48%.

En el proceso de cocinado requiere $50808778.5\ \frac{kJ}{h}$, para genera dicha cantidad de calor consumieron $1604.74\ \frac{m^3}{h}$ de combustible. Al realizar la evaluación en los secadores, determinaron que consumen $43295597\frac{kJ}{h}$ de energía calorífica, esta evaluación es dada paro los secadores rotadiscos y en los secadores rotatubos consume $61434956.71\ \frac{kJ}{h}$, toda la auditoria se realizó para una producción de $42\frac{Tn}{h}$ de harina de pescado.

Por ello implementaron el sistema de vapor flash, aprovecharon al máximo el calor útil y redujeron $239.55\ \frac{m^3}{h}$ de gas natural comprimido.

A partir de los condensados que salen de los secadores, observaron que mejoraron en rendimiento térmico, económico y medio ambiental. Demostraron con los resultados obtenidos que el consumo del combustible a reducido un 3.68%, por ende, su sistema de vapor flash es viable.

En teorías relacionadas al tema de investigación, se tiene:

La auditoría energética térmica, tiene como fuente fundamental identificar mediante un estudio analítico y de una forma concisa el consumo energético, mediante un análisis de costos y usos de energía. Con los conocimientos fiables, se busca una mejora económica, cuyo objetivo inicial es generar un concepto en grado de la eficiencia en que se hace uso de la energía, siendo un aspecto esencial al momento de aplicar una auditoria energética, obteniendo la mayor eficiencia en el consumo. A su vez busca la reducción de gases contaminantes (Ministerio de Industria, Energía y Turismo "BOE", 2016).

Por otra parte, el concepto termodinámico es enlazada con la transferencia de calor cuyos efectos térmicos son importantes, realizando los estudios de las leyes física que explican la transformación de energía, la entalpia, entropía y la disponibilidad de la energía para transformarlo en trabajo (CENGEL, y otros, 2011).

La primera ley de la termodinámica se relaciona con el trabajo, el calor y la energía interna dentro de un sistema. Por lo tanto, debido a la transferencia de calor, el sistema puede funcionar en el medio ambiente. Así, el calor transferido puede ir a dos lugares: un cambio en la energía interna del sistema o un trabajo realizado por el sistema, o ambos (Carballo, 2016).

El vapor se genera calentando el agua por encima del punto de ebullición, pero no todo el vapor es igual, algunas propiedades del vapor varían mucho según la presión y la temperatura a la que está expuesto (GUZMÁN, 2013).

El vapor saturado ocurre a presiones y temperaturas en las que el vapor y el líquido pueden coexistir también denominado punto de roció, esto ocurre cuando el rango de vaporización del agua es igual al rango de condensación. El vapor sobrecalentado Es aquel vapor que al retirarse un poco de calor o incrementar la presión no produce un cambio de fase, es decir que un vapor que contiene una máxima temperatura y una mínima densidad que el vapor saturado es igual a su misma presión (2011).

El vapor condensado se da cuando el vapor saturado una vez que sale de un intercambiador de calor por medio de las líneas o tuberías, se produce el condensado al entregar su calor latente de vaporización (PEÍDRO, 2010)

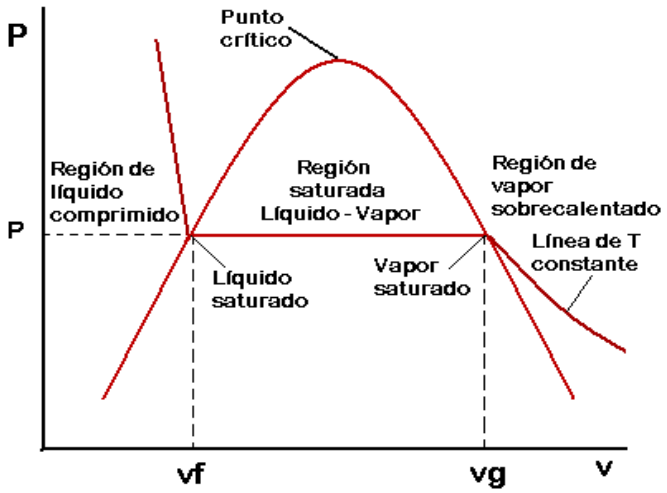


Figura 1. Diagrama de propiedades termodinámica

Fuente: Peídro, 2010

El balance masa, se define de acuerdo la ley de la conservación de la materia que se da en un sistema cerrado y casi siempre se mantiene constante, que viene ser la masa que ingresa al sistema es igual a la masa que sale del sistema (Deiana, y otros, 2018).

$$\sum m_{entrada} = \sum m_{salida} \qquad (1)$$

Donde:

$m_{entrada}$: Flujo masico de entrada al sistema, $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

m_{salida} : Flujo masico de salida al sistema, $\left(\frac{Kg}{seg}\right)$

Un balance de energía; se toma en cuenta la transferencia energía atreves de los límites del sistema.

$$\sum m_{ent} \times h_{ent} = \sum m_{sal} \times h_{sal} \quad (kw) \qquad (2)$$

Donde:

$h_{entrada}$: Entalpia del fluido de entrada $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{entrada}$: Entalpia del fluido de entrada $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Las calderas son intercambiadores de calor que generan vapor saturado, aprovechando el calor obtenido de la combustión. Debido al alza y a la gran

demanda que estas generan, las calderas son requeridas para distintos procesos industriales.

La caldera pirotubular es el tipo de caldera en que los gases calientes de la combustión pasan atreves de los tubos y el agua rodea los tubos absorbiendo el calor y así generar el vapor. las calderas son clasificadas por el número de pasos o número tubos por donde recorre los gases calientes, dependiendo que tanto vapor se requiere generar y a su vez obteniendo un rendimiento favorable. la caldera pirotubular se conforma por una cámara de combustión, el tubo central, chimenea, placas, carcaza, la cámara de agua y la cámara de vapor (ECOCARBÓN LTDA, 1998)

Figura 2. Caldero pirotubular

fuente: León, 2016

Para crear la combustión todo depende del combustible utilizado, en el sector industria se llegan a utilizar diversos tipos de combustibles en función a la confiabilidad que este le dé, ya que cada combustible tiene su poder calorífico específico que desprende a ciertas cantidades de energía durante un determinado proceso. El poder calorífico se define por su masa, existen combustibles líquidos, sólidos y gas se dan $\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}} \text{ o } \frac{\mathrm{kcal}}{\mathrm{kg}}\right)$ y gaseosos en $\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{m}^3} \text{ o } \frac{\mathrm{kcal}}{\mathrm{m}^3}\right)$ (León, 2016).

- Carbón
- Petróleo o diésel
- Gas natural

Para efectuar el proceso de harina, es sumamente necesario una central térmica y así acceder a las necesidades del proceso productivo, por ello se cuenta con una

caldera pirotubular para generar vapor a presión constante, y una red de distribución por tuberías por donde se puede distribuir el vapor a cada uno de los equipos consumidores.

El balance de energía en la caldera determina el flujo de vapor que genera, cuanto de combustible se utilizara en la generación de vapor y cuanta perdida de energía calorífica hay durante la generación.

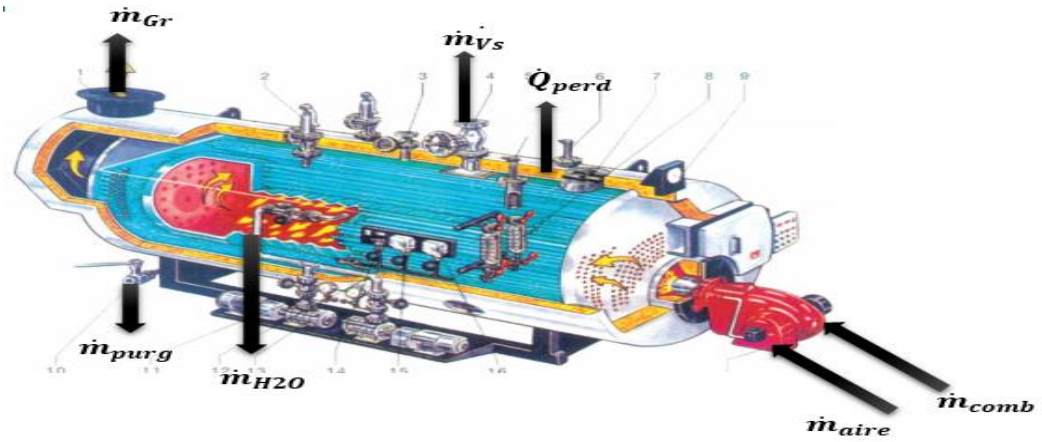


Figura 3. Identificación de flujos
Fuente: León, 2016

Balance del caldero

$$\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{H2O} + \dot{m}_{cble} = \dot{m}_{Vs} + \dot{m}_{purg} + \dot{m}_{GR} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{GR} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{cble} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{H2O} = \dot{m}_{Vs} + \dot{m}_{purg} \quad (5)$$

La relación aire/ combustible, se controlar a los niveles más mínimo posible, para obtener un ahorro de combustible considerable. Si obtuviéramos un incremento de aire dentro del quemador, yace y genera una combustión incompleta, donde incrementaría el consumo del combustible, también podría producir el riesgo de una explosión por el encendido. Se considera una combustión completa a la cantidad de ingreso de aire teniendo en consideración el tipo de combustible que se va utilizar, y los parámetros establecido para generar la combustión (Liviapoma, 2015).

$$R_{aire-cble} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{cble}} \quad (6)$$

$$R_{Gr-cble} = 1 + R_{aire-cble} \quad (7)$$

Balance de energía en el quemador:

$$\dot{Q}_{cble} + \dot{Q}_{aire} = \dot{Q}_{Gr} \quad (8)$$

$$(\dot{m}_{aire} * h_{aire}) + [\dot{m}_{cble} * (PCI_{Cble} + h_{cble})] = \dot{m}_{GR} * T_{GR} \quad (9)$$

$$PCI_{Cble} + h_{cble} - h_{GComb} = R_{aire-cble} * (h_{GC} - h_{aire}) \quad (10)$$

Relación aire- combustible

$$R_{aire-cble} = \frac{PCI_{cble}\left(\frac{kJ}{kg}\right) * h_{g-cald}\left(\frac{kJ}{kg}\right)}{h_{g-cald}\left(\frac{kJ}{kg}\right) - h_{air}\left(\frac{kJ}{kg}\right)} \quad (11)$$

Donde:

PCI_{cble}: Poder calorífico inferior del combustible, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_{g-cald}: Entalpía del gas caliente, del hogar de la caldera, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_{air} : Entalpía del aire para combustión, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$\dot{m}_{aire}$: Flujo del aire, $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{cble}$: Flujo del combustible, $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{GR}$: Flujo de fases residuales, $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{H2O}$: Flujo de agua, $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{Vs}$: Flujo de vapor saturado, $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{purg}$: Flujo de la purga, $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

h_{cble} : Entalpia del combustible, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$R_{aire-cble}$: Relación de aire/combustible

$R_{Gr-cble}$: Relación gases residuales/ combustible

El calor total es el calor que genera la caldera considerado el calor útil más calores por perdidas que se dan por purga y por la chimenea.

$$Q_{total} = Q_{util} + \mathrm{Q_{p-GR}} + \dot{\mathrm{Q}}_{\text{red distribucion}} \tag{12}$$

También se da de la siguiente forma:

$$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{total}} = \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{cble}}(\mathrm{PCI_{Cble}} + \mathrm{h_{cble}} + \mathrm{R_{aire-cble}} + \mathrm{h_{aire}}) \tag{13}$$

Por lo tanto:

$$\mathrm{h_{cble}} = \mathrm{Cp_{cble}} * \mathrm{T_{cble}} \tag{14}$$

$$\mathrm{h_{aire}} = \mathrm{Cp_{aire}} * \mathrm{T_{aire}} \tag{15}$$

Remplazando las ecuaciones, (14), (15) en la ecuación (13)

$$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{total}} = \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{cble}}(\mathrm{PCI_{Cble}} + (\mathrm{Cp_{cble}} * \mathrm{T_{cble}}) + (\mathrm{R_{aire-cble}} * \mathrm{Cp_{aire}} * \mathrm{T_{aire}}) \tag{16}$$

Donde:

$\mathrm{Cp_{cble}}$: Calor especifico del combustible, $\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{Kg.°C}}\right)$

$\mathrm{Cp_{aire}}$: Calor especifico del aire, $\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{Kg.°C}}\right)$

El calor útil, es el calor latente que ingresa al sistema de distribución y brindar trabajo a los equipos consumidores de vapor sin considera las pérdidas de calor en la generación.

$$Q_{util} = Q_{total} - \mathrm{Q_{p-GR}} - \dot{\mathrm{Q}}_{\text{red distribucion}} \tag{17}$$

Flujo másico del vapor que genera el caldero

$$\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{VC}} = \frac{\mathrm{BHP_{caldera}}}{(\mathrm{h_{VC}} - \mathrm{h_{H2O}})} \tag{18}$$

Donde:

$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{util}}$: Calor útil que ingresa al sistema, (kw)

$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{purg}}$: Calor por pérdida en las purgas, (kw)

$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{Gr}}$: Calor perdido en los gases residuales, (kw)

$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{aire}}$: Calor del ingreso de aire, (kw)

$\mathrm{h_{VC}}$: Entalpia de vapor generado por la caldera, $\left(\frac{\mathrm{Kj}}{\mathrm{Kg}}\right)$

$\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{VC}}$: Flujo de vapor generado por la caldera, $\left(\frac{\mathrm{Kg}}{\mathrm{seg}}\right)$

$\mathrm{BHP_{caldera}}$: Potencia de la caldera (kw) $1\mathrm{BHP} = 9.8095\mathrm{kw}$

$\dot{Q}_{red\ dist}$: Calor perdido en las redes de distribución, (kw)

Los gases residuales, son gases emitidos por la combustión.

$$1 + R_{aire-cble} = \frac{\dot{m}_{GR}}{\dot{m}_{cble}} \tag{19}$$

Despejando

$$\dot{m}_{GR} = (1 + R_{aire-cble}) * \dot{m}_{cble} \tag{20}$$

$$\text{Entalpía del gas residual: } h_{GR} = Cp_{GR} * T_{GR} \tag{21}$$

$$\text{Flujo contenido en el gas residual: } \dot{Q}_{GR} = \dot{m}_{GR} * h_{GR} \tag{22}$$

Remplazando la ecuación (20), (22) en la ecuación (23)

$$\dot{Q}_{GR} = \left((1 + R_{aire-cble}) * \dot{m}_{cble}\right) * (Cp_{GR} * T_{GR}) \tag{23}$$

Donde:

$\dot{Q}_{GR}$: Calor perdido de gases residuales, (KW)

h_{GR} : Entalpia de gases residuales, $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

T_{GR} : Temperatura de gases residuales a la salida por la chimenea, $(°C)$

Cp_{GR} : Calor especifico de gases residuales, $\left(\frac{kJ}{kg.°C}\right)$

- Calor perdido por las purgas

$$\dot{m}_{purga} = \dot{m}_{VC} * \left(\frac{STD_{H20\ ingreso}}{STD_{H2Odentro} - STD_{H20\ ingreso}}\right) \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{purg} = \dot{m}_{purga} * (h_{fcaldera} - h_0) \tag{25}$$

Remplazando ecuación (27) en la ecuación (28)

$$\dot{Q}_{purg} = \dot{m}_{CV} * \left(\frac{STD_{H20\ ingreso}}{STD_{H2Odentro} - STD_{H20\ ingreso}}\right) * (h_{fcaldera} - h_0) \tag{26}$$

Eficiencia energética de la caldera

$$\eta(\%) = \frac{Q_{util}(Kw)}{Q_{total}(Kw)} * 100 \tag{27}$$

Donde:

$\eta_{caldera}$: Rendimiento de la caldera $(\%)$

$STD_{H20\ ingreso}$: Solidos totales disueltos en agua de ingreso a la caldera, (ppm)

$STD_{H2Odentro}$: Solidos totales disueltos en el agua dentro de la caldera (ppm)

$h_{fcaldera}$: Entalpia de líquido saturado de la caldera $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

Las líneas de distribución de vapor esta compuestas por tuberías por donde se transporta el vapor generado por la caldera, conjuntamente con los manifold distribuyen de una forma en que el vapor se halle en su punto crítico y aprovechar su entalpia en el intercambio de calor.

Figura 4. Sistema de distribución
Fuente: (Ordoñez y otros, 2012)

Existen dos circunstancias del porque usar accesorios o dispositivos para evitar las pérdidas en las líneas de distribución, estas son: existencia el aire y de los condensado.

Para realizar el balance de pérdidas de energía calorífica en las líneas de distribución, se puede calcular en cualquier punto, considerando las dimensiones y condiciones de las tuberías. Las pérdidas de calor por las tuberías, se dan cuando estas se están expuesta al medio ambiente. Por tal motivo es que se produce el condensado, esto varía que tan expuesto esta al medio ambiente considerando las temperaturas en ese momento. Es por esta razón que, para evitar las pérdidas por convección, se les instala un revestimiento o aislamiento térmico, todo basado al balance que se realice. Se considera el tipo de revestimiento y dependiendo del balance realizado esto conlleva evaluar el costo de instalación, beneficio y ahorro

que este puede generar. El revestimiento es muy favorable por que permite minimizar las pérdidas de calor, incrementa la eficiencia del sistema de transporte de vapor. (ROMERO, y otros, 2017).

Figura 5. Aislamientos térmicos

Fuente: Romero y otros, 2017

Pérdida de calor por unidad de longitud en la tubería sin aislante térmico.

$$q_L = \frac{T_i - T_0}{\frac{1}{2\pi * r_1 * h_{ci}} + \left(\frac{1}{2\pi * K_1} \times Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)\right) + \frac{1}{2\pi * r_2 * (h_{Co} \times h_{ro})}} \quad (28)$$

Pérdida de calor por unidad de longitud en la tubería con aislante térmico.

$$q_L = \frac{T_i - T_0}{\frac{1}{2\pi \times r_1 \times h_{ci}} + \left(\frac{1}{2\pi \times K_1} \times Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)\right) + \left(\frac{1}{2\pi \times K_2} \times Ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)\right) \frac{1}{2\pi \times r_3 \times (h_{Co} \times h_{ro})}} \quad (29)$$

Donde:

q_L : Emisión calorífica $\left(\frac{w}{m}\right)$

r_1 : Radio interior de la tubería (m)

r_2 : Radio exterior de la tubería (m)

r_3 : Radio exterior de la tubería con aislante (m)

K_1 : Conductividad térmica del material de la tubería

K_2 : Conductividad térmica del material aislante

h_{ci} : Factor de transferencia de calor por convección del vapor.

h_{Co} : Factor de transferencia de calor por convección del aire.

h_{ro} : Factor de transferencia de calor por radiación del aire.

T_0 : Temperatura exterior $(°C)$

T_i : Temperatura interno $(°C)$

En el cálculo se supone que el gradiente de temperatura existe en una sola dirección, y que la temperatura es constante en planos perpendiculares a ella.

El rendimiento térmico de la tubería de vapor seda por la relación del calor útil entre el calor total, o relación de los calores perdidos entre el calor total memos uno

$$\eta\text{tuberia} = \frac{Q_{\text{util}}(\text{kw})}{Q_{\text{total}}(\text{kw})} = 1 - \frac{Q_{\text{perd}}(\text{kw})}{Q_{\text{total}}\,(\text{kw})} \tag{30}$$

El calor total de la tubería, es el calor que porta el vapor al salir de la caldera y entrar a la tubería,

$$Q_{\text{total tub}}\,(\text{kw}) = \; m_V\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * h_{V1}\;\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \tag{31}$$

Siendo:

m_V : Flujo de vapor generado, $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

h_{V1} : Entalpía del vapor generado, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}\right)$

El calor perdido en tubería, se utiliza la ecuación de Newton para convección de pared cilíndrica al aire, influenciada por la velocidad del viento,

$$Q_{\text{perd}}(\text{kw}) = h_{P\to\infty}\left(\frac{W}{m^2 * °C}\right) * S_L(m^2) * (T_P - T_\infty)(°C) \tag{32}$$

Siendo:

$h_{P\to\infty}$: Coeficiente de convección desde pared cilíndrica al medio ambiente, $\left(\frac{w}{m^2 * °C}\right)$

S_L: Superficie lateral de la tubería con aislante térmico, (m^2)

T_P: Temperatura media de la capa exterior del aislante, en contacto con el medio ambiente, $(C°)$

T_∞: Temperatura media del medio ambiental, $(C°)$

Al realizar el balance en los digestores se tiene en cuenta el proceso que este realiza, se rige a ciertos parámetros establecidos, la presión de vapor que fluye en el interior de la chaqueta debe estar a una presión constante. Con un tiempo de residencia, considerando la humedad de la pluma.

El balance de energía para el coccionado es determinar la cantidad de vapor que se requiere en la cocción de la materia prima.

Balance de masa:

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida}$$

$$\dot{m}_{E,pluma} + \dot{m}_{V,eje} + \dot{m}_{V,Chaq} = \dot{m}_{pluma\ cocida} + \dot{m}_{cond.eje} + \dot{m}_{cond,Chaq} \qquad (33)$$

Donde:

$\dot{m}_{E,pluma}$: Flujo de entrada de las plumas, $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{V,eje}$: Flujo de vapor en el eje, $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{V,Chaq}$: Flujo de vapor en la chaqueta, $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{pluma\ cocida}$: Flujo de salida pluma cocida, $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{cond.eje}$: Flujo de condensado en el eje, $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{cond,Chaq}$: Flujo o de condensado en la chaqueta, $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Balance de energía

$$\sum \dot{Q}_{entrada} = \sum \dot{Q}_{salida} \qquad (34)$$

Calor requerido para la cocción de la pluma se determina

$$\dot{Q}_{C.pluma} = \dot{m}_{\mathbf{pluma}} \times Cp_{pluma} + (T_{coc} - T_{amb}) \qquad (35)$$

Donde:

$\dot{Q}_{C.pluma}$: Calor de la cocción de la pluma, $\left(\frac{kJ}{h}\right)$

Cp_{pluma} : Calor especifico del pescado, $\left(\frac{kJ}{kg°C}\right)$

T_{coc} : Temperatura de la cocción, $(°C)$

T_{amb} : Temperatura del ambiente, $(°C)$

El calor requerido para el digestor es la cantidad de energía que se necesita para realizar la operación de cocción.

$$\dot{Q}_{digestor} = m_{digestor} * Cp_{material} + (T_1 - T_2) \quad (36)$$

Donde:

$\dot{Q}_{digestor}$: Calor requerido por el digestor $\left(\frac{kJ}{hr}\right)$

$m_{digestor}$: Masa del digestor (kg)

$Cp_{solidos}$: Calor especifico de los solidos $\left(\frac{kJ}{kg°C}\right)$

T_1 : Temperatura inicial $(°C)$

T_2 : Temperatura final $(°C)$

El calor perdido por convección es la energía que se pierde en una transferencia de calor de una superficie sólida y una liquido o gas fluyendo mediante un conducto, por otro lado, la perdida por radiación se da de una forma indirecta es la energía que emiten los cuerpos sean sólidos, líquidos o gas.

$$\dot{Q}_{perd} = A * U * (T_{1aire} - T_{2aire}) \quad (37)$$

Donde:

$\dot{Q}_{perd}$: Calor perdido por convección y radiación $\left(\frac{kJ}{hr}\right)$

A : Área en que se transfiere el calor (m^2)

U : Coeficiente global de transferencia de calor

T_{1aire} : Temperatura inicial del aire $(°C)$

T_{2aire} : Temperatura final del aire $(°C)$

Calor total requerido para la cocción de la pluma

$$\dot{Q}_{coc.total} = \dot{Q}_{C.pluma} + \dot{Q}_{digestor} + \dot{Q}_{perd} \quad (38)$$

Flujo másico total de vapor requerido para la cocción de la pluma,

$$\dot{m}_{V,total} = \frac{\dot{Q}_{coc.total}}{h_{fg}} \quad (39)$$

Donde:

$\dot{m}_{V,total}$: Flujo másico de vapor requerido para la cocción de la pluma. $\left(\frac{kg}{hr}\right)$

h_{fg} : Entalpía de evaporización $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Flujo másico de combustible en el proceso de cocción

$$\dot{m}_{cbl} = \frac{\dot{Q}_{coc.total}}{\eta_{cald} * PCI_{cble} * \rho_{cble}} \tag{40}$$

Donde:

$\dot{m}_{cbl}$: Flujo másico de combustible. $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

η_{cald} : Eficiencia de la caldera. $(\%)$

PCI_{cble} : Poder calorífico interno de combustible. $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

ρ_{cble} : Densidad del combustible.$\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

Eficiencia del digestor viene ser la efectividad que este va a realizar su operación dado en porcentaje (%)

$$\eta_{disgestor} = \frac{\left[\left(\dot{m}_{V,total} * h_{fg}\right) - \dot{Q}_{perd}\right]}{\left(\dot{m}_{V,total} * h_{fg}\right)} \times 100 \tag{41}$$

Balance de masa y energía en el secador, cumple con la función de deshidratar la pluma coccionada, no obstante, es impórtate seguir los parámetros establecidos para dicha función, el secador requiere una presión de vapor constante, un tiempo determinado de residencia del producto.

Balance de un secador rota tubos, se realizará para obtener la cantidad de vapor necesaria para generar el proceso.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida}$$

$$\dot{m}_{pluma\ cocida} + \dot{m}_{V,eje} + \dot{m}_{V,Chaq} = \dot{m}_{harina} + \dot{m}_{cond.eje} + \dot{m}_{cond,Chaq} \tag{42}$$

$\dot{m}_{pluma\ cocida}$ **:** Flujo másico de entrada de las plumas coccionada $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{\mathbf{V,eje}}$: Flujo másico de vapor en el eje $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{V,Chaq}$: Flujo másico de vapor en la chaqueta $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{harina}$: Flujo másico de salida de harina granulada $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{cond.eje}$: Flujo másico de condensado en el eje $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{cond,Chaq}$: Flujo másico de condensado en la chaqueta $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

Aplicando la primera ley de la termodinámica al volumen de control

$$\dot{Q}_{VC} + \left(\dot{m}_{pluma\ cocida} * h_{pluma\ coci}\right) + \left(\dot{m}_{V,eje} * h_{g_{eje}}\right) + \left(\dot{m}_{V,Chaq} * h_{g_{chaq}}\right) = \left(\dot{m}_{harina} * h_{arina}\right) + \left(\dot{m}_{cond.eje} * h_{f_{eje}}\right) + \left(\dot{m}_{cond,Chaq} + h_{f_{chaq}}\right) + \left(\dot{m}_{H2Oevap} * h_f\right) \quad (43)$$

Se conoce:

$$\dot{m}_{pluma\ cocida} = \dot{m}_{harina} + \dot{m}_{harina} \quad (44)$$

Entonces:

$$\dot{Q}_p + \dot{m}_{harina}\left(h_{pluma\ coci} - h_{arina}\right) + \left(\dot{m}_V * h_{fg}\right) + \dot{m}_{H2OE}\left(h_{pluma\ coci} - h_f\right) = 0 \quad (45)$$

Por lo tanto

$$\dot{m}_V = \frac{\dot{Q}_p + \dot{m}_{harina}\left(h_{pluma\ coci} - h_{arina}\right) + \dot{m}_{H2OE}\left(h_{pluma\ coci} - h_f\right)}{h_{fg}} \quad (46)$$

El flujo másico total para el proceso de secado

$$\dot{m}_{Vtotal} = \frac{\dot{Q}_p + \left(\dot{m}_{pluma\ coci} - \dot{m}_{H2Oevap}\right).\dot{C}p_{harina}.\left(T_{harina} - T_{plum\ cocci}\right) + \left(\dot{m}_{H2OE}.Cp_{H2O}\right)\left(T_{H2O} - T_{plum\ cocci}\right)}{h_{fg}} \quad (47)$$

Donde:

$\dot{m}_{pluma\ coci}$: Flujo másico de entrada de las plumas coccionada $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

$\dot{m}_{H2Oevap}$: Flujo másico del agua evaporad coccionada $\left(\frac{kg}{seg}\right)$

Cp_{H2O} : Calor especifico del agua $\left(\frac{kJ}{Kg°C}\right)$

$.\dot{C}p_{harina}$: Calor especifico de la harina $\left(\frac{kJ}{Kg°C}\right)$

$\dot{Q}_p$: Calor perdido $\left(\frac{kJ}{seg}\right)$

T_{harina} : Temperatura a la que sale la harina de pluma $(°C)$

$T_{plum\ cocci}$: Temperatura en que ingresa la pluma cocida $(°C)$

T_{H2O} : Temperatura en que sale el agua evaporada $(°C)$

Eficiencia de secador rotatubos

$$\eta_{secador} = \frac{\left[\left(\dot{m}_{Vtotal} * h_{fg}\right) - \dot{Q}_{perd}\right]}{\left(\dot{m}_{V,total} * h_{fg}\right)} * 100 \tag{48}$$

La calidad del vapor saturado húmedo se obtiene realizando:

Método: Calorímetro de estrangulamiento con válvula reductora de presión de vapor (Carabodgean, 2013)

Principio: Conservación de la entalpía del vapor en reducción de presión.

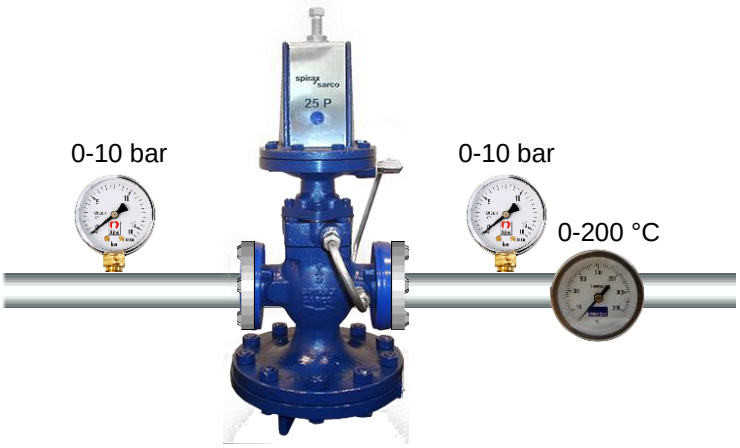


Figura 6. Stand para hallar la calidad de vapor saturado.

Fuente: Elaboración propia.

Procedimiento para obtener la calidad de del vapor saturado.

a) Tomar vapor de presión relativa Pm_1 (bar)

b) Presión absoluta $|P_1| = Pm_1 + 1$ (bar)

c) Tomar valor de presión relativa Pm_2 (bar)

d) presión absoluta $|P_2| = Pm_1 + 1$ (bar)

e) de tablas termodinámicas para vapor sobrecalentado, se determina la entalpía del vapor a $|P_2|$ y T_2 (kJ/kg). Por principio de conservación de energía:

$h_1 = h_2$ (Entalpía del vapor saturado húmedo a la entrada de válvula es igual a la entalpía del vapor a la salida de la válvula).

$$h_1\left(\frac{KJ}{Kg}\right) = h_1^{'} + X_1(h_1^{''} - h_1^{'}) \tag{49}$$

Siendo:

h_1: Entalpía del vapor saturado húmedo, entrada a válvula reductora de presión (kJ/kg).

X_1: Entalpía del vapor saturado húmedo.

f) De tablas, resulta h_1' (kJ/kg).

g) De tablas, resulta h_1'' (kJ/kg).

Igualando: $h_1' + x_1 \times (h_1'' - h_1') = h_2$

Despejando resulta la ecuación para determinar la calidad del vapor saturado:

$$h_1\left(\frac{KJ}{Kg}\right) = h_1^{'} + X_1\left(h_1^{''} - h_1^{'}\right) = h_2 \rightarrow x_1 = \frac{h_2 - h_1^{'}}{h_1^{''} - h_1^{'}} \times 100\% \tag{50}$$

III. METODOLOGÍA

3.1 Tipo y diseño de investigación

La investigación es tipo **aplicada** por que busca la aplicación o utilización de los conocimientos adquiridos, a la vez que se adquieren otros, después de implementar y sistematizar la practica basada en la investigación, dando solución a los problemas que aqueja en la actualidad.

El diseño de investigación **pre experimental** se considera el grado de control no es riguroso, a comparación con el experimental real, pero a su vez es el primer acercamiento al problema de investigación real.

3.2 Variables y operacionalización

Variable independiente

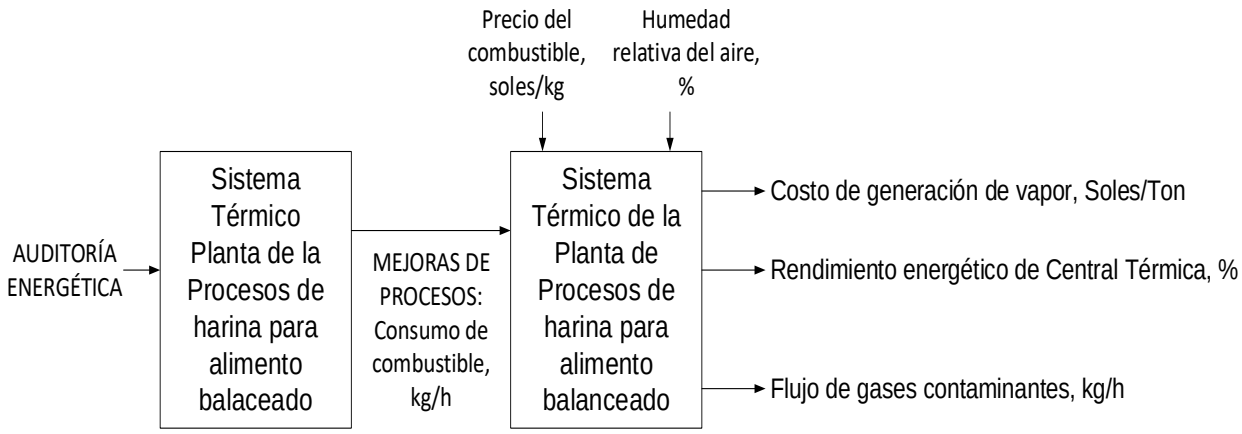
- Flujo de combustible, $\mathrm{kg/h}$

Variable dependiente

- Costo de generación de vapor, $\mathrm{soles/tn}$
- Rendimiento energético de la central térmica, $\%$
- Emisiones de gases contaminantes, $\mathrm{kg/h}$.

Variables intervinientes

- Precio del combustible, $\mathrm{soles/kg}$
- Humedad relativa del aire, $\%$



3.3 Población, muestra y muestreo

Población

Sistemas de vapor saturado de empresas de harina de plumas de aves, del Departamento La Libertad.

Muestra

Sistema de vapor saturado de la empresa dedicada al proceso de harina.

3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Técnica	Instrumento	Objeto	Objetivos
Observación	Hoja Excel de toma de datos	Sistema térmico de la empresa de procesos de alimento balanceado	Conocer el sistema térmico de generación, distribución y consumo de vapor, determinando los valores de sus principales parámetros e indicadores
Entrevistas	Hoja de entrevista	Personal de operación y de mantenimiento de equipos térmicos	Definir métodos operacionales, de mantenimiento, para analizar con mayor detalle de las características de equipos térmicos
Mediciones	Termómetros Manómetros Flujómetros	Instalaciones de equipos térmicos	Determinar los valores reales actuales de los parámetros del sistema de generación de vapor, para establecer la capacidad de producción de vapor flash y gases de chimenea.
Análisis registro de datos	Hoja de Registro de datos e incidencias	Sistema generación de vapor en Planta de procesos de alimento balanceado	Determinar frecuencia de mantenimiento eléctrico, fallas, reemplazos de equipos y estimar su vida útil, para posibles mejoras, determinando el costo de generación de vapor

3.5 Procedimientos

Se recolectaron los principales datos de operación de la caldera pirotubular, con las Fichas de Registro: Flujo másico de vapor, presión de servicio de la caldera, temperatura de combustible, sólidos totales disueltos de purgas y agua de alimentación, temperatura de gases residuales, presión en purgas, costo unitario

del combustible, temperatura del agua de alimentación, temperatura del aire de combustión, consumo de carbón antracita.

Mediante balance materia y energía a la caldera pirotubular de 400BHP y a todos los intercambiadores de calor, se determinaron los rendimientos energéticos, se consideraron las entalpias de entrada a los fluidos (agua, aire y combustible) y como salida a los fluidos (Vapor saturado y purgas), hallando el flujo másico de gases residuales evacuado por cada intercambiador de calor. Se determinó el costo unitario de generación de vapor, en condiciones que se encontraban en ese entonces.

Con los resultados de la auditoría se establecieron las medidas de mejoramiento que se requería, se priorizo las de mayor impacto y menor inversión, se determinó el costo proyectado de generación de vapor, determinando un beneficio.

En la parte final se realizó el análisis de impacto medioambiental, por la reducción de combustible a quemar en la caldera.

3.6 Método de análisis de datos

Se hicieron análisis descriptivos y analíticos del sistema de generación, distribución y consumo de vapor saturado, se determinó la cantidad y calidad del mismo; definiendo las ecuaciones para determinar capacidades del subsistema de generación, de distribución, consumo y retorno de condensados.

- ✓ La hipótesis de estudio será verificada con estadística descriptiva.
- ✓ Se utilizarán, para mayor precisión, valores promedio ponderados.

3.7 Aspectos Éticos

La totalidad de datos, su procesamiento, elaboración y presentación completa de la tesis son realizados por el autor del presente estudio. El autor está citando debidamente la fuente que se han utilizado. Debido a la producción que realiza la empresa, no se me otorgo la autorización para nombrarla en la tesis.

IV. RESULTADOS

4.1 Descripción de componentes de la central térmica de vapor saturado

La Planta de procesos de harina para alimento balanceado, cuenta con un sistema de generación de vapor saturado, transporte y consumo para su proceso productivo tal cual se muestra en la figura 7.

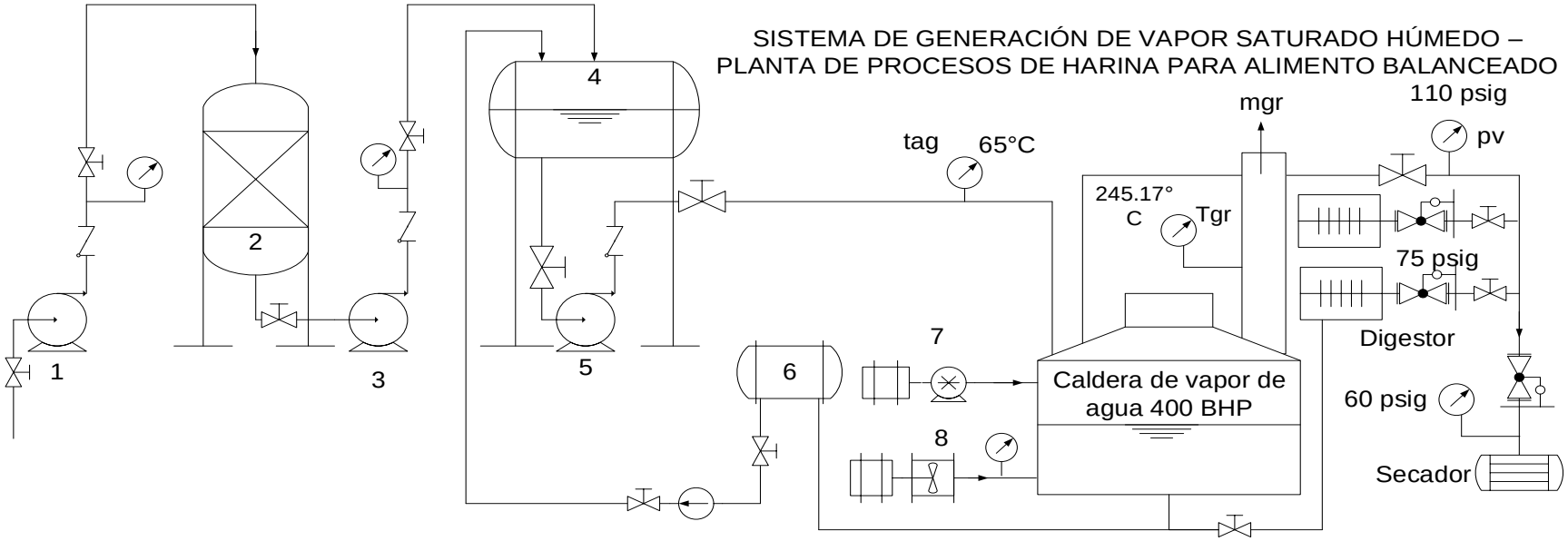


Figura 7. Sistema de generación, transporte y consumo de vapor saturado húmedo en Planta de procesos de harina para alimento balanceado.
Fuente: Elaboración propia

Leyenda

1. Electrobomba de agua dura, fría
2. Ablandador de agua por intercambio iónico
3. Electrobomba de agua blanda
4. Tanque de agua de alimentación a caldera.
5. Electrobomba de agua de alimentación a caldera.
6. Desgasificador de agua a caldera.
7. Alimentador de carbón preparado
8. Electroventilador de aire para combustión.

Se realizó la evaluación en el sistema de generación de vapor, es por ello que se consideró necesario describir los componentes del sistema, teniendo en cuenta sus características y a su vez los parámetros adecuados para obtener la eficiencia y calidad del vapor, como se muestra el proceso de la empresa en la figura 5.

La caldera es del tipo pirotubular, de 400 BHP, utiliza agua a 65°C, bombeada desde un desgasificador térmico (6), se recupera un 55% del condensado del vapor generado, pues uno de sus procesos industriales es por mezcla del producto con vapor.

La caldera quema carbón antracítico preparado (7), con aire a temperatura ambiente con ayuda electroventilador de aire para combustión (8), generando vapor de 7.48 bar manométricos, saturado húmedo.

En el hogar la temperatura de combustión alcanza el valor de 861.90 °C, pero no se mantiene constante.

La caldera evacúa los gases residuales directamente a la atmósfera, sin recuperación de calor, no se cuenta con condensador de gases por agua.

Para que la caldera genere vapor, debe ingresar agua con una dureza de 0 ppm considerada como agua blanda, para llegar a esta dureza el agua pasa por un ablandador por intercambio iónico (2), con resina sintética, siendo regenerado por medio de salmuera.

El tanque de agua de alimentación a la caldera (4), no cuenta con precalentador recuperador de calor.

Las purgas de fondo se realizan cada hora, con una duración de 8 a 10 segundos por vez, sin recuperación del vapor flash.

Los equipos consumidores de vapor son 3 intercambiadores de masa y calor, tales son: 2 digestores o cocinas donde ingresa las plumas y se realiza el proceso de la cocción, requiriendo un $75\ \mathrm{psig}$ de presión de vapor, 1 secador de harina, que cumple la función de deshidratar la pluma coccionada requiriendo una presión de 60 psig.

La caldera tiene instrumentación muy básica, solamente tiene control automático de presión del vapor, del tipo todo o nada y de nivel de agua en el domo, mediante switches de nivel eléctricos, con boya.

En la planta térmica a vapor se recupera un cierto porcentaje del condensado, el proceso de calentamiento se hace de forma indirecta por medio de chaquetas.

La caldera no cuenta con flujómetro totalizador del vapor producido, por lo que el cálculo del vapor producido se hace de modo indirecto, por medio del balance de masa y energía.

4.2 Determinación de capacidad, eficiencia, y costo de operación actuales de componentes del Sistema Térmico.

Toma de datos de la caldera de 400 BHP planta térmica

La toma de datos de la planta térmica se elabora obteniendo los datos reales de la caldera, tales como:

Presión de vapor manométrica y presión de vapor absoluta vienen ser la presión del vapor que sale de la caldera, se obtuvo mediante un manómetro, teniendo como unidad de medida BAR.

El PCI, se consideró el del carbón antracítico que viene ser el combustible utilizado para generar la combustión en la caldera y está dado en kJ/Kg.

El flujo de combustible se da en kg/h siendo la cantidad de combustible que se consumido.

La temperatura del agua se realizó la toma de datos tomó al ingreso de la caldera por medio un termómetro.

La temperatura de gases de la chimenea son lo gases residuales emanadas al medio ambiente donde existe perdida de energía calorífica, se tomó las medidas a la salida de ellas con un termómetro.

La temperatura del hogar de la caldera es el punto más alto que predominar para convertir el agua en vapor saturado, se tomó la medida con termómetro.

La temperatura de aire para la combustión se de acuerdo a la temperatura del ambiente en ese momento.

Todos los datos que se han hallado técnicamente se saca un promedio que viene hacer los datos indispensables para realizar la evaluación y condiciones en que se encuentra la caldera, se le muestra en la Tabla 1.

Tabla 5*:* Datos de operación de caldera pirotubular de Planta de Harinas Alimento Balanceado.

Datos de caldera pirotubular de 400BHP – Planta de Harina para alimento balanceado								
	Presión de Vapor	**Presión Vapor**	**PCI**	**Flujo**	**T°**	**T°**	**T°**	**T°**
	manométrica	**abs.**	**Carbón**	**Cble.**	**agua-caldera**	**gas-chimenea**	**Hogar-caldera**	**Aire - combustión**
	Bar	**Bar**	**KJ/Kg**	**Kg/h**	**°C**	**°C**	**°C**	**°C**
1	8	9	29730	673	43.5	200	800	23
2	8.3	9.3	29730	684	41.3	247	851	23.5
3	8.24	9.24	29730	688	46.6	238	842	24
4	8.3	9.3	29730	672	48.2	256	861	23.2
5	8.2	9.2	29730	695	50	260	892	24.5
6	8.2	9.2	29730	690	43.4	248	846	24.6
7	8	9	29730	682	41	297	897	23.75
8	8.4	9.4	29730	670	45.8	260	858	24.1
9	8.3	9.3	29730	689	41.4	256	823	23.5
10	8.3	9.3	29730	700	44.6	245	895	23.5
11	8.5	9.5	29730	695	40	210	900	24.5
12	8.2	9.2	29730	692	47.8	238	872	24.2
13	8.4	9.4	29730	684	49.3	253	820	24.8
14	8.5	9.5	29730	696	48.2	245	846	24.6
15	8.3	9.3	29730	700	47	255	852	23.6
16	8	9	29730	688	42	236	823	23.4
17	8.3	9.3	29730	682	45.2	243	819	23.2
18	8.4	9.4	29730	697	48.2	258	848	24.1
19	8.1	9.1	29730	675	45.8	260	823	24
20	8.2	9.2	29730	681	46.4	223	872	24.1
21	8.6	9.6	29730	680	50	234	812	23.5
22	8	9	29730	700	46.7	246	897	23.8
23	8.2	9.2	29730	691	41.8	254	900	24.3
24	8.1	9.1	29730	688	43	248	958	24.6
25	8.4	9.4	29730	690	46.5	233	953	23.6
26	8.5	9.5	29730	673	48.1	222	842	24.7
27	8.6	9.6	29730	685	50	251	810	23.8
28	8.3	9.3	29730	700	49.8	250	900	23.1
29	8.2	9.2	29730	689	41.9	239	893	24.2
30	8	9	29730	671	48.5	250	852	24.2
Prom	8.27	9.27	29,730	686.67	45.73	245.17	861.90	23.93

Fuente: Elaboración propia.

Balance de masa y energía en caldera

Para determinar el balance de energía de la caldera tenemos en cuenta los siguientes parámetros medidos:

Se realizan mediciones directas de las variables de proceso, presiones y temperaturas, para determinar, con la ayuda de las ecuaciones del balance de masa y energía, los valores de flujos másicos de aire, gases y vapor, para determinar los flujos térmicos total, perdido y útil, que permitan caracterizar la eficiencia de la caldera.

a) Del vapor generado:

- Presión manométrica: $110\ \text{psig} = 7.48\ \text{bar}$
- Instrumento: manómetro de tubo Bourdon, $0 \ldots 16\ \text{Bar}$
- Presión absoluta: $8.48\ bar$
- Entalpía del vapor generado, ha $8.48\ \text{Bar}$, saturado seco: $2770.66\ \text{kJ/kg}$.

b) Del agua de alimentación a la caldera:

- Temperatura: $65\ °\text{C}$.
- Instrumento de medida: termómetro bimetálico, $0 \ldots 200\ °\text{C}$
- Entalpía: $272.116\ \text{kJ/kg}$

c) Del gas caliente en hogar de caldera:

- Temperatura promedio: $861.9\ °\text{C}$
- Instrumento utilizado: termómetro con rayos infrarrojos, $0 \ldots 1200\ °C$
- Entalpía del gas caliente del hogar: $1103.77\ \text{kJ/kg}$

Tabla 6: Propiedades del gas caliente de combustión.

Propiedades físicas gases de combustión a $P = 101325\ \text{Pa}$, composición volúmica: $CO_2 = 13\%$; $H_2O = 11\%$; $N_2 = 76\%$								
Temperatura	Densidad	Calor específico	Entalpía	Conductividad térmica	Coef Difusión térmica	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática	Número de Prandtl
$T[°C]$	$\rho\ [Kg/m3]$	Cp $[KJ/Kg * K]$	$h(kJ/kg)$	$k * 10^2$ $[W/m * K]$	$a * 10^2$ $[m2/h]$	$\mu * 10^6$ $[N * s/m^2]$	$v * 10^6$ $[m^2/s]$	Pr
800	0.33	1.26	1011.52	9.15	79.09	43.38	131.80	0.60
861.9	0.31	1.28	1103.77	9.69	87.62	44.95	144.61	0.59
900	0.30	1.29	1160.55	10.01	92.87	45.91	152.50	0.59

Fuente: Cengel, 2007.

d) Combustible quemado en caldera:

- Flujo másico: $686.67\ \text{kg/h}$ (dato registro de Planta)

- Poder calorífico: $29{,}730\ \mathrm{kJ/kg}$

e) Del gas residual, de chimenea:

- Temperatura promedio: $245.17\ °\mathrm{C}$
- Instrumento utilizado: termómetro con rayos infrarrojos, $0 \ldots 300\ °\mathrm{C}$
- Entalpía del gas caliente del hogar: $272.34\ \mathrm{kJ/kg}$

Tabla 7: Propiedades del gas residual de combustión.

Propiedades físicas gases de combustión a

$P = 101325\ Pa$, composición volúmica: $C0_2 = 13\%$; $H_2O = 11\%$; $N_2 = 76\%$

Temperatura	Densidad	Calor específico	Entalpía	Conductividad térmica	Coef Difusión térmica	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática	Número de Prandtl
$\mathrm{T\ [°C]}$	$\rho\ [\mathrm{Kg/m3}]$	Cp $[\mathrm{KJ/Kg * K}]$	$\mathrm{h(kJ/kg)}$	$\mathrm{k * 10^2}$ $[\mathrm{W/m * K}]$	$\mathrm{a * 10^2}$ $[\mathrm{m2/h}]$	$\mu * 10^6$ $[\mathrm{N * s/m^2}]$	$\mathrm{v * 10^6}$ $[\mathrm{m^2/s}]$	Pr
200	0.75	1.10	219.38	4.01	17.60	24.50	32.80	0.67
245.17	0.69	1.11	272.34	4.39	21.01	26.18	38.68	0.66
300	0.62	1.12	336.63	4.84	25.16	28.23	45.81	0.650

Fuente: Cengel, 2007

f) Aire para combustión del carbón:

- Temperatura promedio: $23.93\ °\mathrm{C}$
- Instrumento de medida: anemómetro
- Entalpía: $28\ \mathrm{kJ/kg}$

Cálculo de parámetros de operación energéticos en caldera:

Iniciando se debe realizar el cálculo de parámetros de operación en la caldera y con los resultados de las mediciones de los parámetros de la caldera, se determina los parámetros de trabajo de la caldera, en el estado actual, que permitan determinar su capacidad de operación y eficiencia.

a) Relación aire combustible, $\mathrm{R_{aire-cble}}$

Expresa la cantidad de aire que se inyecta por cada kilogramo de combustible que se quema, kg aire/ kg carbón:

$$\mathrm{R_{aire-cble}} = \frac{\mathrm{PCI_{cble}}\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\right) - \mathrm{h_{g-cald}}\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\right)}{\mathrm{h_{g-cald}}\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\right) - \mathrm{h_{air}}\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\right)} = \frac{29730 - 1103.77}{1103.77 - 28} = 26.61\,\frac{\mathrm{Kg - aire}}{\mathrm{Kg - cble}}$$

Entonces:

$$\rightarrow \frac{29730\left(\frac{kJ}{kg}\right) - 1103.77\left(\frac{kJ}{kg}\right)}{1103.77\left(\frac{kJ}{kg}\right) - 28\left(\frac{kJ}{kg}\right)} = 26.61\frac{kg - aire}{kg - cble}$$

Siendo:

PCI_{cble}: Poder calorífico inferior del combustible, kJ/kg

h_{g-cald}: Entalpía del gas caliente, del hogar de la caldera, kJ/kg

h_{air}: Entalpía del aire para combustión, kJ/kg

b) Flujo de gas de combustión en caldera, $m_{gas-cbtión}$

Flujo de gas caliente: flujo de gas de chimenea (residual)

$$m_{gas-cbtión}\left(\frac{kg}{h}\right) = (1 + R_{aire-cble})\left(\frac{kg - gc}{kg - cble}\right) * m_{cble}\left(\frac{kg}{h}\right)$$

$$m_{gas-cbtión}\left(\frac{kg}{h}\right) = 27.61\left(\frac{kg - gc}{kg - cble}\right) * 686.67\left(\frac{kg}{h}\right) = 18958.95\frac{kg}{h} = 5.27\frac{kg}{s}$$

c) Flujo de aire para combustión, $\mathbf{m_{aire}}$**:**

$$m_{aire}\left(\frac{kg}{h}\right) = R_{aire-cble}\left(\frac{kg - gc}{kg - cble}\right) * m_{cble}\left(\frac{kg}{h}\right)$$

$$m_{aire}\left(\frac{kg}{h}\right) = 26.61\left(\frac{kg - gc}{Kg - cble}\right) * 686.67\left(\frac{kg}{h}\right) = 18272.28\frac{kg}{h} = 5.075\frac{kg}{s}$$

d) Calor total que ingresa a la caldera, Q_{total}

$$Q_{total-cald}\left(\frac{kg}{s}\right) = \dot{m}_{cble}\left(\frac{kg}{s}\right) * [PCI_{cble} + R_{aire-cble} * h_{air}]\left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$Q_{total-cald}\left(\frac{kg}{s}\right) = \frac{686.67}{3600}\left(\frac{kg}{s}\right) * [29730 + 26.67 * 28]\left(\frac{kJ}{kg}\right) = 5813.18Kw$$

e) Calor perdido en gases residuales, $\mathbf{Q_{p-GR}}$

$$Q_{p-GR}(Kw) = \dot{m}_{GR}\left(\frac{kg}{s}\right) * h_{GR}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$Q_{p-GR}(kw) = 5.27\left(\frac{kg}{s}\right) * 272.34\left(\frac{kJ}{kg}\right) = 1435.23kw$$

f) Calor neto que queda para producir vapor, Q_{util}

$$Q_{util} = Q_{total} - Q_{p-GR} = 5813.18 - 1435.23 = 4377.95Kw$$

g) Flujo de vapor que se genera en caldera, $\mathbf{m_V}$**:**

$$m_V\left(\frac{kg}{s}\right) = \frac{Q_{util}(kw)}{(h_V - h_{h2o})\left(\frac{kJ}{kg}\right)}$$

Donde:

h_V: Entalpia de vapor generado: $2770.66\ kJ/kg$

h_{h2o}: Entalpia del agua de alimentación a la caldera: $272.116\ kJ/kg$

$$\rightarrow m_V\left(\frac{kg}{s}\right) = \frac{4377.95kw}{(2770.66 - 272.116)\left(\frac{kJ}{kg}\right)} = 1.695\frac{kg}{s} = 6102\frac{kg}{h}$$

Carga de operación de la caldera, $\mathbf{C_{cald}}$ $(\%)$

Se calcula para determinar la capacidad operativa de la caldera y definir si es necesario aplicar medidas correctivas o cambiar la caldera por otra de mayor capacidad.

$$C_{cald}(\%) = \frac{m_{V-oper}\left(\frac{kg}{h}\right)}{m_{V-n}\left(\frac{kg}{h}\right)}$$

Donde:

m_{V-oper}: Flujo de vapor de operación.

m_{V-n} : Flujo de vapor total que genera la caldera según su capacidad.

$$\rightarrow C_{cald}(\%) = \frac{6102\frac{kg}{h}}{400BHP \times 15.56\frac{\frac{kg}{h}}{BHP}} = 98\%$$

La caldera opera casi a plena carga, debería operar entre 85 a 90% solamente

h) Eficiencia de la caldera, η %

Se calcula para determinar el calor que se pierde por diversos motivos, y el calor aprovechado del proceso de combustión en la caldera, así como definir las medidas de mejora.

$$\eta_{cal\_carbón} = \frac{Q_{util}(kw)}{Q_{total}(kw)} * 100$$

$$\eta_{cal\_carbón} = \frac{4377.95kw}{5813.18kw} * 100 = \mathbf{75.31}\%$$

La caldera tiene bajo rendimiento, 75.31%, debería tener entre 80 a 85%

Balance de energía en Tubería de transporte de vapor a Planta de procesamiento

Se presenta el diagrama isométrico de la instalación de tubería de vapor saturado:

Diagrama isométrico de tubería de vapor saturado en Planta de Harina para alimento balaceado

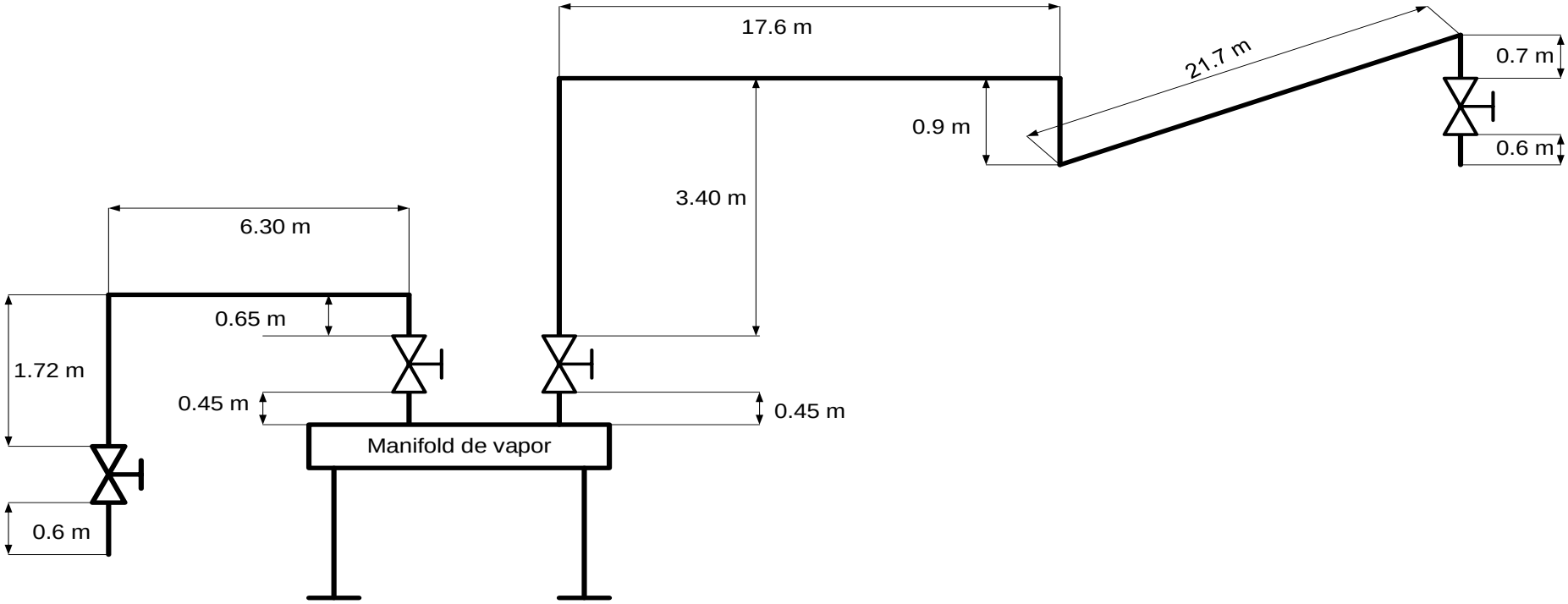


Figura 8. Diagrama isométrico de tubería de vapor saturado de la Planta de Harinas para Alimentos Balancedos.
Fuente: Elaboración propia

La tubería que transporta el vapor saturado, desde caldera hasta los consumidores, es de acero al carbono ASTM A 53, grado A, con diámetro nominal de 6'', cédula 40 y tiene una capa de aislante térmico de 2 pulgadas de espesor, es de fibra de vidrio, de alta densidad, 200 gramos por m^3 y conductividad térmica de $0.06\ \mathrm{w}/(\mathrm{m} * °\mathrm{C})$.

Se determina el rendimiento térmico de la tubería, para determinar si es necesario aplicar alguna mejora.

Entalpía del vapor generado, ha $8.48\ \mathrm{bar}$, saturado seco: $2770.66\ \mathrm{kJ/kg}$
Flujo de vapor generado: $1.695\ \mathrm{kg/s}\ =\ 6{,}102\ \mathrm{kg/h}$
Temperatura de saturación de vapor: $172.84\ °\mathrm{C}$

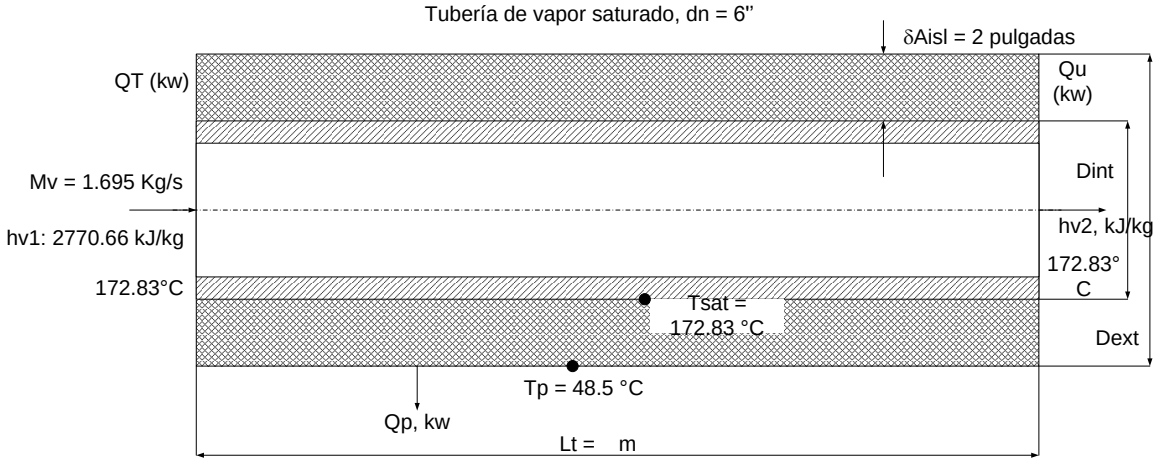


Figura 9. Tubería de vapor saturado.
Fuente: Elaboración propia

El rendimiento térmico de la tubería de vapor:

$$\eta\mathrm{tuberia} = \frac{\mathrm{Q_{util}(kw)}}{\mathrm{Q_{total}(kw)}} = 1 - \frac{\mathrm{Q_{perd}(kw)}}{\mathrm{Q_{total}\ (kw)}}$$

a) Cálculo del calor total de la tubería $\mathbf{Q_{total}}$:

Es el calor que porta el vapor al salir de la caldera y entrar a la tubería, $en\ (kw)$

$$\mathrm{Q_{total}\ (kw)} = \mathrm{m_V}\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}\right) * \mathrm{h_{V1}}\ \left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\right) = 1.695\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}} * 2{,}770.66\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}} = 4{,}696.27\ \mathrm{kw}$$

b) Cálculo del calor perdido en tubería

Se utiliza la ecuación de Newton para convección de pared cilíndrica al aire, influenciada por la velocidad del viento, Q_{perd} ; en (KW)

Es la pérdida de calor por las paredes cilíndricas de la tubería, en función del espesor y conductividad térmica del aislante, así como la diferencia de temperatura entre pared interior y exterior de la capa aislante térmica

$$Q_{perd}(kw) = h_{P\to\infty}\left(\frac{W}{m^2 * °C}\right) * S_L(m^2) * (T_P - T_\infty)(°C)$$

Siendo:

$h_{P\to\infty}$: Coeficiente de convección desde pared cilíndrica al medio ambiente, en $\left(\frac{w}{m^2 * °C}.\right)$

S_L : Superficie lateral de la tubería con aislante térmico, m^2

T_P : Temperatura media de la capa exterior del aislante, en contacto con el medio ambiente = $48.5\ °C$

T_∞ : Temperatura media medioambiental = $23.93\ °C$

Superficie lateral de la tubería con aislante térmico, S_L:

$$S_L(m^2) = \pi * D_{ext-aisl}(m) * L_{tubo}(m)$$

$$D_{ext-aisl} = D_{ext-desn} + 2 * \delta aisl = 150 + 2 * 50.8 = 251.6\ mm = 0.2516\ m$$

Coeficiente de convección pared – medio ambiente:

$$h_{P\to\infty}\left(\frac{W}{m^2 * °C}.\right) = 9.6 + 6.96 * \sqrt{U_\infty}$$

En la cual: velocidad promedio del viento, medida con anemómetro:

Tabla 8: Datos de la vela velocidad del viento en Planta de harina para alimentación.

Ítem	$U\infty \left(\frac{m}{s}\right)$
1	4.75
2	4.82
3	4.95
4	5.10
5	3.92
6	4.15
7	4.62
8	3.5
9	4.22
10	4.61
PROMEDIO	4.464

Fuente: Elaboración propia.

Velocidad promedio del viento: $4.464\frac{m}{s}$

Resulta que:

$$h_{P\to\infty}\left(\frac{w}{m^2 * °C}.\right) = 9.6 + 6.96 * \sqrt{4.464} = 24.305\ \frac{w}{m^2 * °C}$$

Sección lateral de la tubería con aislante térmico, S_L:

$$S_L(m^2) = \pi * D_{ext-aisl}(m) * L_{tubo}(m)$$

$$S_L(m^2) = \pi * 0.2516(m) * 55.7(m) = 43.53m^2$$

Siendo L_{tubo}, la longitud total: $55.07\ m$

Con estos valores ya se puede calcular el calor total del sistema térmico, Q_{total}

$$Q_{perd}(KW) = 24.305\left(\frac{W}{m^2 * °C}\right) * 43.53(m^2) * (51.5 - 23.93)(°C) = 29.17\ kw$$

Resulta el calor útil, al final de la tubería e ingreso a Planta de procesamiento,

$$Q_{util} = Q_{total} - Q_{perd} = 4696.27 - 29.17\ (KW) = 4{,}667.1kw$$

Con lo cual, se calcula el rendimiento térmico de la tubería de vapor con aislamiento térmico, ηt:

$$\eta tuberia = \frac{4667.1}{4696.2} * 100 = 99.38\%$$

Mediante el diagrama de SANKEY se puede observar el balance de energía térmica en las tuberías de vapor de la Empresa de harina para alimento balaceado.

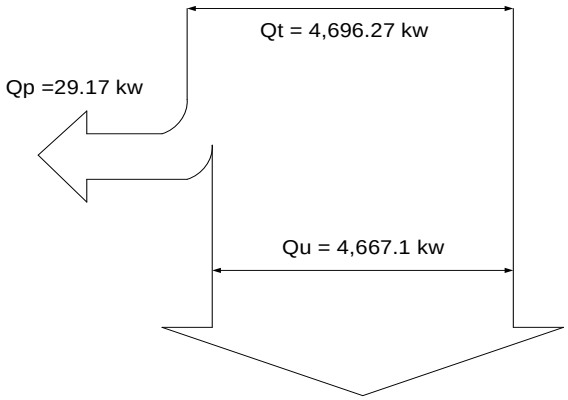


Figura 10. Balance de energía térmica en tubería de transporte vapor saturado en Planta de harinas para alimento balanceado.
Fuente: Elaboración propia

c) Cálculo del calor perdido en el año:

Tiempo de operación anual: $7500\,\frac{\mathrm{h}}{\mathrm{año}}$

Energía térmica que se pierde al año, debido al deficiente aislamiento térmico.

$$\mathrm{Q_{anual}} = 29.17\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{s}}\right) * 3600\,\frac{\mathrm{s}}{\mathrm{h}} * 7500\,\frac{\mathrm{h}}{\mathrm{año}} = 787'590{,}000\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{año}}$$

La equivalencia en carbón antracítico del calor perdido anual:

$$\rightarrow \mathrm{Q_{perd}} = 787'590{,}000\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{año}} = \mathrm{m_{cble}}\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{año}}\right) * 29730\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{Kg}}\right)$$

Despejando para halla el flujo de combustible, $\mathrm{m_{cble}}$

$$\mathrm{m_{cble(carbon)}} = \frac{787'590{,}000\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{año}}}{29730\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\right)} = 29{,}491.42\,\frac{\mathrm{kg_{carbon}}}{\mathrm{año}}$$

Al realizar el balance se observa que existe un consumo considerable de combustible, por perdida de calor en las tuberías de vapor, por ende, se debe mejorar el aislamiento térmico de las tuberías.

Balance de masa y energía en Consumidores de vapor

Los consumidores de vapor son: un digestor, que es un calentador de plumas de aves, por medio de vapor a 5.1 bar manométricos, 6.1 bar absolutos, a través de una chaqueta cilíndrica, del cual se recupera condensado y un Secador, que cumple la función de secar el producto, por medio de contacto directo con vapor de 4.08 bar manométricos, 5.08 bar absolutos, en realidad es un esterilizador, del cual no se recupera condensado.

4.2.1.1 Balance de masa y energía en Digestor

Presión absoluta del vapor saturado: 6.1 bar.

Entalpía del vapor: 2,756.86 kJ/kg.

Entalpía del líquido saturado: 673.187 kJ/kg.

a) Cálculo del rendimiento térmico del digestor:

Se utilizará la siguiente ecuación:

$$\eta_{\mathrm{Digestor}} = 1 - \frac{\mathrm{Q_{perd}(kw)}}{\mathrm{Q_{total}\ (kw)}} * 100$$

Siendo

$\mathrm{Q_{perd}}$: Flujo térmico, en KW, perdido por convección desde pared al medio ambiente.

$\mathrm{Q_{total}}$: Flujo térmico contenido en el vapor de calentamiento.

Se evalúa el impacto de la pérdida de calor por paredes del digestor, debido a la falta de aislamiento térmico, considerando:

Diámetro exterior del digestor: $1.65\ \mathrm{m}$.

Longitud del digestor: $3.25\ \mathrm{m}$.

Temperatura media de la pared exterior del digestor: $151.2°\mathrm{C}$.

Velocidad del viento: $4.25\ \mathrm{m/s}$.

Temperatura promedio del medio ambiente: $20°\mathrm{C}$ (en invierno).

Calor perdido por convección al medio ambiente en el digestor:

$$\mathrm{Q_{perd}(KW)} = \mathrm{h_{P\to\infty}}\left(\frac{\mathrm{W}}{m^2 * °\mathrm{C}}\right) * \mathrm{S_L}(m^2) * (\mathrm{T_P} - \mathrm{T_\infty})(°\mathrm{C}) * 10^{-3}$$

$\mathrm{h_{P\to\infty}}$: Coeficiente de convección desde pared cilíndrica al medio ambiente atmosférico.

$$\mathrm{h_{P\to\infty}}\left(\frac{w}{m^2 * °C}.\right) = 9.6 + 6.96 * \sqrt{4.25} = 23.95\frac{\mathrm{w}}{\mathrm{m^2} * °\mathrm{C}}$$

Superficie lateral del digestor, S_L:

$$S_L(m^2) = \pi * D_{ext-aisl}(m) * L_{tubo}(m)$$
$$S_L(m^2) = \pi * 1.65(m) * 3.25(m) = 16.85m^2$$

Resulta la pérdida de calor a través de las paredes del digestor al medio ambiente atmosférico, debido a la falta de aislamiento térmico, Q_{perd}.

$$Q_{perd}(KW) = 23.95\left(\frac{W}{m^2 * °C}\right) * 16.85(m^2) * (151.2 - 20)(°C) * 10^{-3} = 52.95kw$$

Siendo dos los digestores, se pierden 105.9 KW.

b) Calor útil del proceso en el digestor $Q_{util-digestor}$:

El digestor realiza el proceso de cocción de plumas desde 20°C hasta 105°C, la cual tiene calor específico de $1.73\frac{kJ}{kg*°C}$

$$Q_{util-digestor} = \dot{m}_{plumas}\left(\frac{Kg}{s}\right) * C_p\left(\frac{kJ}{kg * °C}\right) * (T_{final} - T_{inicial})(°C)$$

Remplazando y calculado, resulta el calor útil del digestor, en KW:

$$Q_{util-digestor} = 5.64\left(\frac{kg}{s}\right) * 1.73\left(\frac{kJ}{kg * °C}\right) * (105 - 20)(°C) = 829.36kw$$

Flujo de vapor que demanda el digestor, m_{V1}

$$m_{V1} = \frac{(Q_{util} + Q_{perd})(kw)}{(h'' - h')\left(\frac{kJ}{kg}\right)}$$

$$\rightarrow \frac{(829.36 + 52.95)(kw)}{(2756.86 + 673.187)\left(\frac{kJ}{kg}\right)} = 0.423\frac{Kg}{s} = 1522.8\frac{kg}{h}$$

Siendo dos los digestores, el consumo de vapor es de $3045.6\frac{kg}{h}$

Donde:

h'': Entalpía de vapor saturado.

h': Entalpía de líquido saturado.

Siendo el calor total e el digestor,Q_{total}

$$Q_{total} = Q_{util} + Q_{perd} = 829.36kw + 52.95\ kw = \mathbf{882.31kw}$$

4.2.1.2 Balance de masa y energía en Secador (esterilizador)

Se esterilizan las plumas, las cuales se calientan desde 20 °C hasta 120 °C, por mezcla con vapor, el proceso tiene una duración de 45 minutos.

Rendimiento térmico del secador:

$$\eta_{Secador} = 1 - \frac{Q_{perd}(kw)}{Q_{total}\,(kw)} * 100$$

Dimensiones del secador rotativo:

Diámetro exterior del digestor: $2.15\ m$

Longitud del secador: $3.5\ m$

Temperatura media de la pared exterior del secador: $154.3°C$

Velocidad del viento: $4.25\ m/s$

Temperatura promedio del medio ambiente: $20°C$ (en invierno).

a) Calor perdido por convección al medio ambiente en el secador:

$$Q_{perd}(KW) = h_{P\to\infty}\left(\frac{W}{m^2 * °C}\right) * S_L(m^2) * (T_P - T_\infty)(°C) * 10^{-3}$$

$h_{P\to\infty}$: Coeficiente de convección desde pared al medio ambiente atmosférico.

$$h_{P\to\infty}\left(\frac{w}{m^2 * °C}.\right) = 9.6 + 6.96 * \sqrt{4.25} = 23.95\frac{w}{m^2 * °C}$$

Superficie lateral del digestor, S_L:

$$S_L(m^2) = \pi * D_{ext-aisl}(m) * L_{tubo}(m)$$

$$S_L(m^2) = \pi * 1.65(m) * 3.5(m) = 23.64m^2$$

Resulta la pérdida de calor a través de las paredes del secador al medio ambiente atmosférico, debido a la falta de aislamiento térmico, Q_{perd}.

$$Q_{perd}(KW) = 23.95\left(\frac{W}{m^2 * °C}\right) * 23.64(m^2) * (154.3 - 20)(°C) * 10^{-3} = 76.04\ kw$$

Remplazando y calculado, resulta el calor útil del secador, en KW

$$Q_{util-Secador} = \dot{m}_{plumas}\left(\frac{kg}{s}\right) * C_p\left(\frac{kJ}{kg * °C}\right) * (T_{final} - T_{inicial})(°C)$$

$$Q_{util-Secador} = 8.34\left(\frac{kg}{s}\right) * 1.73\left(\frac{kJ}{kg * °C}\right) * (120 - 20)(°C) = 1442.82kw$$

Flujo de vapor que demanda del Secador, m_{V1}

$$m_{V1} = \frac{(Q_{util} + Q_{perd})(kw)}{(h'' - h')\left(\frac{kJ}{kg}\right)}$$

$$\rightarrow \frac{(1442.82 + 76.04)(\mathrm{kw})}{(2756.86 + 673.187)\left(\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\right)} = 0.73\frac{\mathrm{Kg}}{\mathrm{s}} = 2628\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{h}}$$

Siendo el calor total del Secador rotativo, $\mathrm{Q_{total}}$

$$\mathrm{Q_{total}} = \mathrm{Q_{util}} + \mathrm{Q_{perd}} = 1442.82\mathrm{kw} + 76.04\ \mathrm{kw} = 1518.86\mathrm{kw}$$

El Consumo total de vapor en los equipos:

En digestores (en dos): $3045.6\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{h}}$

En secador: $2628\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{h}}$

En desaireador: $6102 - (3045.6\ +\ 2628)\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{h}}\right)\ = \frac{428.4\mathrm{kg}}{\mathrm{h}}$

En el desgasificador, que tiene solamente cuatro años de servicio, no existen pérdidas significativas de calor, pues tiene aislante térmico, lana mineral, con espesor de 3 pulgadas y temperatura de pared con aislante de 40°C.

4.3 Elaboración de plan de mejoras del sistema térmico.

Una vez realizada la auditoría energética, se establecieron los objetivos de la mejora energética en Planta:

a) Aumentar la eficiencia de procesos:

- Aumento de eficiencia de caldera.
- Eficiencia de transporte del vapor.
- Eficiencia de consumo de vapor.

b) Reducir el costo de generación de vapor

- Reducción el consumo de combustible usado en caldera
- Instalar un recuperador de calor, calentando aire para combustión, por gases residuales de chimenea.

Teniendo claro todos los objetivos del plan de mejora, se inició por:

Mejorar el aislamiento térmico en las líneas de vapor.

La tubería de vapor tenía un rendimiento térmico de 99.38%, es decir, considerando que el calor total es de $4696.27\ \mathrm{KW}$, la pérdida de calor en tubería antes de la mejora era, con aislamiento térmico, es de $29.17\ \mathrm{KW}$.

Se planteó, en base a criterio técnico y económico, aumentar el rendimiento térmico de la tubería con aislamiento, hasta 99.75%, la pérdida de calor sería, Q_{2perd}:

$$Q_{2perd} = \left(1 - \eta_{Total}\right) * Q_{Total} = (1 - 0.9975) * 4696.27 = 11.74kw$$

Se determinó, para un incremento del espesor del aislante térmico, sea de una pulgada, que es el valor comercial estándar; el diámetro exterior final de la tubería, con:

$$d_{2ext} = d_{1ext} + \delta_{adicional} = 0.2516 + 0.0254 = 0.277\ m$$

Resultando, reemplazando, la ecuación de Newton de pérdida de calor en tubería de vapor con aislamiento térmico, Q_{2perd}:

$$11740W = 24.305 \frac{W}{m^2 * °C} * \pi * 0.277m * 55.07m * (T_{2\ pared} - 23.93)(°C)$$

Despejando y procesando, resulta el valor de la temperatura final de la pared de la tubería con aislante adicional, de una pulgada, $T_{2\ pared}$:

$$T_{2\ pared} = 23.93°C + \frac{11740W}{24.305 \frac{W}{m^2 * °C} * \pi * 0.277m * 55.07m} = 34°C$$

Es decir, incrementando en una pulgada el espesor del aislante térmico de la tubería de vapor se espera un aumento del rendimiento desde 99.38% hasta 99.75%, una reducción de la pérdida de calor desde $29.17\ kw$ hasta $11.747\ kw$, para lo cual, la temperatura de la pared externa con aislamiento térmico se debe reducir desde $51°C$ actualmente, hasta $34°C$.

Cálculo del calor perdido en el año:

Tiempo de operación anual: $7500\ h/año$

Energía térmica que se pierde al año, en tubería de vapor con aislamiento térmico mejorado, $Q_{2\ anual}$

$$Q_{2\ anual} = 11.74\frac{kJ}{s} * 3600\frac{s}{h} * 7500\frac{h}{año} = 316'980{,}000\frac{kJ}{año}$$

Equivalencia en carbón antracítico del calor perdido anual:

$$Q_{perd} = m_{cble}\left(\frac{kg}{año}\right) * PCI_{cble}\left(\frac{kJ}{kg}\right) \leftrightarrow 316'980{,}000\frac{kJ}{año} = m_{cble}\left(\frac{Kg}{año}\right) * 29730\frac{kJ}{Kg}$$

Despejando y procesando:

$$m_{cble}\left(\frac{kg}{año}\right) = \frac{316'980{,}000\frac{kJ}{año}}{29730\frac{kJ}{kg}} = 10661.96\frac{kg - carbon}{año}$$

Reducción de consumo de carbón por mejora de aislamiento térmico en tubería de vapor, $\Delta m_{carbón}$:

$$\Delta m_{carbón} = m_{1\ carbon} - m_{2\ carbon} = 29491.42 - 10661.96 = 18829.46\frac{kg}{año}$$

Se observó que existe una interesante reducción del consumo de combustible, al mejorar el aislamiento térmico de la tubería de vapor, se redujo el consumo de 18.83 Toneladas métricas por año de carbón.

Aislamiento térmico del digestor

La pérdida de calor a través de las paredes del digestor al medio ambiente atmosférico, por falta de aislamiento térmico, antes de realizar la mejora es de $52.95KW$. Se asume la pérdida específica de calor de $400\frac{w}{m}$, con un rendimiento esperado de 98% como mínimo.

a) Temperatura media en capa de aislante térmico

Se asume temperatura de pared externa aislada: 40°C

$$\overline{T} = \frac{154.3 + 40}{2} = 97.15°C$$

Coeficiente de conducción térmica de la fibra de vidrio, $k_{aislante}$:

$$K_{aislante} = 0.04176 + 0.000232 * 97.15 = 0.0643\ \left[\frac{w}{m * K}\right]$$

Relación entre diámetros de la capa de aislante térmico:

$$\frac{d_2}{d_1} = e^{\left[\frac{2\pi * k_{aislante} * (T_1 - T_2)}{\dot{Q}_L}\right]} = e^{\left[\frac{2\pi * 0.0643 * (154.3 - 40)}{400}\right]}$$

$$\rightarrow e^{\left[\frac{46.18}{400}\right]} =\rightarrow e^{0.115} = 1.122$$

Diámetro exterior con aislante térmico, $d_{ext-aislamiento}$:

$$d_{ext-aislamiento} = 1.122 * 1.65 = 1.85\text{m}$$

Espesor del aislante térmico, $\delta_{aislaamiento}$

$$\delta_{aisl} = \frac{1.85 - 1.65}{2} = 0.1 \text{ m} = 100 \text{ mm} = 4 \text{ pulg}$$

b) Cálculo de eficiencia térmica del aislamiento del digestor

Calor útil del digestor, del balance de masa y energía; es 829.36 kw

Calor perdido: $400 \frac{w}{m} * 3.25 \text{ m} = 1300 \text{ w} = 1.3 \text{ kw}$

Calor total en digestor: $829.36 + 1.3 = 830.66 \text{ kw}$

Rendimiento del aislamiento térmico,

$$\eta_{aisl} = \frac{829.36}{830.66} * 100 = 99.84\ \% > 98\%$$

Se cumple la condición del mínimo rendimiento del aislamiento térmico del digestor, de 98%, resultando 99.84%.

Combustible que se ahorra por aislamiento térmico del digestor:

$$\Delta Q_{perd} = 52.95 - 1.3 = 51.65 \text{ KW}$$

$$\Delta Q_{anual-aisl-digestor} = 51.65 \frac{kJ}{s} * 3600 \frac{s}{h} * 7500 \frac{h}{año} = 1394'550{,}000 \frac{kJ}{año}$$

Equivalencia del carbón antracítico por reducción de calor perdido por aislamiento térmico:

$$\Delta Q_{perd} = m_{cble}\left(\frac{kg}{año}\right) * PCI_{cble}\left(\frac{kJ}{kg}\right) \leftrightarrow 1394'550{,}000 \frac{kJ}{año} = m_{2cble} \frac{Kg}{año} * 29730 \frac{kJ}{kg}$$

Despejando y procesando:

$$m_{cble}\left(\frac{kg}{año}\right) = \frac{1394'550{,}000 \frac{kJ}{año}}{29730 \frac{kJ}{kg}} = 46907 \frac{kg - carbon}{año}$$

Aislamiento térmico del secador

Actualmente, debido a la falta de aislante térmico en el secador, según el balance de energía, se pierden 76.04KW.

Se asume pérdida específica de calor de $550\frac{w}{m}$, con rendimiento esperado de 98% como mínimo.

Temperatura media en capa de aislante térmico

Se asume temperatura de pared externa aislada: 40°C

$$\overline{T} = \frac{154.3 + 40}{2} = 97.15°C$$

Coeficiente de conducción térmica de la fibra de vidrio, $K_{aislante}$:

$$K_{aislante} = 0.04176 + 0.000232 * 97.15 = 0.0643 \left[\frac{w}{m * K}\right]$$

Relación entre diámetros de la capa de aislante térmico:

$$\frac{d_2}{d_1} = e^{\left[\frac{2\pi * k_{aislante} * (T_1 - T_2)}{\dot{Q}_L}\right]} = e^{\left[\frac{2\pi * 0.0643 * (154.3 - 40)}{550}\right]}$$

$$\rightarrow e^{\left[\frac{46.18}{550}\right]} =\rightarrow e^{0.0913} = 1.093$$

Diámetro exterior con aislante térmico, $d_{ext-aislamiento}$:

$$d_{ext-aislamiento} = 1.093 * 2.15 = 2.35m$$

Espesor del aislante térmico, $\delta_{aislaamiento}$

$$\delta_{aisl} = \frac{2.35 - 2.15}{2} = 0.1\ m = 100\ mm = 4\ pulg$$

Cálculo de eficiencia térmica del aislamiento del secador

Calor útil del digestor, del balance de masa y energía; es $1442.82kw$

$\text{Calor perdido, con aislamiento térmico: } 550\ \frac{w}{m} * 3.5\ m = 1925\ w = 1.925\ kw$

$\text{Calor total en digestor: } 1{,}442.82\ +\ 1.925\ =\ 1{,}444.745kw$

Rendimiento del aislamiento térmico en el secador.

$$\eta_{aisl} = \frac{1{,}442.82}{1{,}444.745} * 100 = 99.86\ \%\ > 98\%$$

Se cumple la condición del mínimo rendimiento del aislamiento térmico del secador, de 98%, resultando 99.86%.

Combustible que se ahorra por aislamiento térmico del Secador:

Calor ahorrado por aislamiento térmico:

$$\Delta Q_{perd} = 76.04 - 1.925 = 74.115\ KW$$

$$\Delta Q_{anual-aisl-digestor} = 7.115\frac{kJ}{s} * 3600\frac{s}{h} * 7500\frac{h}{año} = 2000'105{,}000\frac{kJ}{año}$$

$$\Delta Q_{perd} = m_{cble}\frac{kg}{año} * PCI_{cble}\left(\frac{kJ}{Kg}\right) \leftrightarrow 2000'105{,}000\frac{kJ}{año} = m_{2cble}\frac{Kg}{año} * 29730\frac{kJ}{Kg}$$

Despejando y procesando:

$$m_{2cble}\left(\frac{kg}{año}\right) = \frac{2000'105{,}000\frac{kJ}{año}}{29730\frac{kJ}{kg}} = 67309.28\frac{kg - carbon}{año}$$

4.3.1. Diseño de precalentador de aire por gases residuales

4.3.1.1. Calculo térmico en el precalentador de aire

Con el fin de aprovechar parte del calor sensible en los gases de chimenea, que abandonan la caldera a una temperatura promedio de 245.17°C, se analiza la factibilidad de utilizar un precalentador de aire para la combustión, teniendo en cuenta que el aire ingresa a temperatura de ambiente y el carbón tiene un poder calorífico inferior mediano.

Se toma en cuenta que no es conveniente enfriar los gases por debajo de 150°C, pues existe el peligro de alcanzar la temperatura de roció, formando corrosivos ácidos, que reducen la vida útil de los componentes de la caldera, y de la caldera misma.

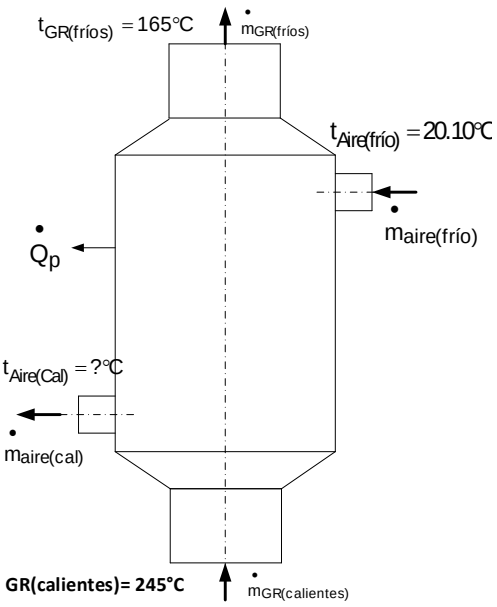


Figura 11. Precalentador de coraza y tubos, de aire por gases de chimenea en caldera.
Fuente: Elaboración propia.

a) Cálculo de entalpías específicas del gas y del aire en el precalentador.

Entalpía del gas, al ingresar al precalentador de aire:

$$h_{gr(in)} = C_p * t_{gr(in)} = 1.083\frac{kJ}{kg} * 245°C = 265.335\frac{kJ}{kg}$$

Entalpía del gas, al salir del precalentador de aire:

$$h_{gr(f)} = C_p * t_{gr(f)} = 1.0866\frac{Kj}{kg} * 165°C = 179.296\frac{kJ}{kg}$$

Entalpía del aire al ingresar al precalentador:

$$h_{aire(i)} = C_p * t_{aire(in)} = 1.005\frac{kJ}{kg} * 20.1°C = 20.2005\frac{kJ}{kg}$$

b) Calor útil del precalentador de aire por gases residuales:

$$\dot{Q}_{util\ PA} = \dot{m}_{gr}\left(h_{gr(in)} - h_{gr(f)}\right) * \eta_{PA}$$

Siendo:

η_{PA} : Eficiencia del precalentador de aire a 95%.

$\dot{m}_{gr}$: Flujo másico de los gases residuales.

$h_{gr(in)}$: Entalpia especifica de los gases residuales a la entrada de P.A.

$h_{gr(f)}$: Entalpia especifica de los gases residuales a la salida de P.A.

η_{TPA} : Eficiencia térmica del P.A.

Reemplazando:

$$\dot{Q}_{util} = 5.27\frac{kg}{s}\left(265.335\frac{kJ}{kg} - 179.296\frac{kJ}{kg}\right) * 0.95 = 430.754KW$$

c) Calculo de la temperatura del aire final

$$\dot{Q}_{util\ PA} = \dot{Q}_{aire}$$

$$\dot{Q}_{util\ PA} = \dot{m}_a * \left(h_{aire_{(f)}} - h_{aire_{(in)}}\right)$$

Siendo:

$\dot{Q}_{aire}$: Calor contenido en el aire.

$h_{aire_{(in)}}$: Entalpia especifica del aire a la entrada de P.A.

$h_{aire_{(f)}}$: Entalpia especifica del aire a la salida de P.A.

Reemplazando:

$$430.754\ KW = 5.075\frac{kg}{s} * \left(h_{aire_{(f)}} - 20.2005\frac{kJ}{kg}\right) = 105.078\frac{kJ}{kg}$$

Entonces la temperatura del aire es:

$$t_{aire_{(f)}} = \frac{h_{aire_{(f)}}}{cp_{aire(f)}} = 104.55°C$$

d) Hallando la energía de entrada y salida en precalentador de aire

Aire inicio:

$$\dot{Q}_{aire_{(in)}} = \dot{m}_{aire_{(in)}} * h_{aire_{(in)}} = 5.075\frac{kg}{s} * 20.2005\frac{KJ}{kg} = 101.525kw$$

Aire final:

$$\dot{Q}_{aire_{(f)}} = \dot{m}_{aire_{(f)}} * h_{aire_{(f)}} = 5.075\frac{kg}{s} * 105.078 = 533.27kw$$

Gases residuales inicio:

$$\dot{Q}_{gr_{(in)}} = \dot{m}_{gr_{(in)}} * h_{gr_{(in)}} = 5.27\frac{kg}{s} * 265.335\frac{KJ}{kg} = 1398.315kw$$

Gases residuales salida:

$$\dot{Q}_{gr_{(f)}} = \dot{m}_{gr_{(f)}} * h_{gr_{(f)}} = 5.27\frac{kg}{s} * 179.296\frac{KJ}{kg} = 944.889kw$$

Calor cedido por los gases residuales:

$$\dot{Q}_{cede} = \dot{Q}_{gr_{(in)}} - \dot{Q}_{gr_{(f)}} = 1398.315\ Kw - 944.889\ Kw = 453.42\ kw$$

Calor recibido por el aire:

$$\dot{Q}_{recibe} = \dot{Q}_{aire(f)} - \dot{Q}_{aire_{(in)}} = 533.27\ Kw - 101.525\ Kw = 431.745\ kw$$

Resulta que, el calor que se pierde en el P.A. es igual:

$$\dot{Q}_{pierde} = \dot{Q}_{cede} - \dot{Q}_{recibe} = 453.42 - 431.745 = 21.675\ kw$$

e) Calculo de la variación de la temperatura media logarítmica:

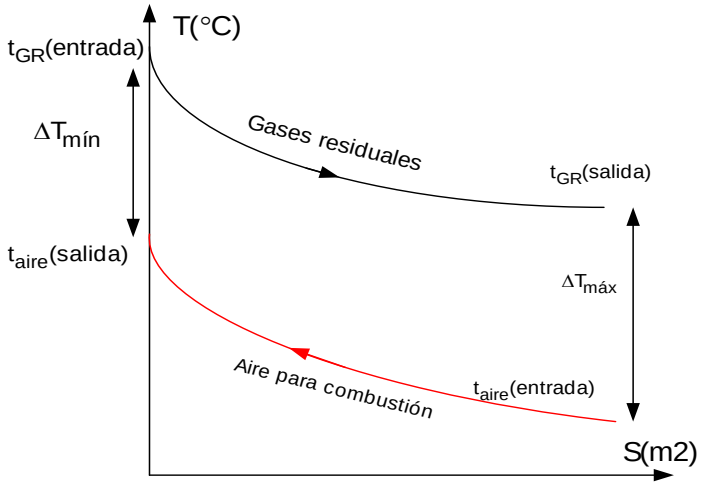


Figura 12. Diagrama T – S del intercambio de calor.

Fuente: Elaboración propia

Para calcular las variaciones hay q tener en cuenta las temperaturas de los gases calientes y del aire

- T_{Gas} Residual entrada: 245°C
- T_{Gas} Residual salida: 165°C
- T_{Aire} Entrada: 20.10 °C
- T_{Aire} Salida: 104.55°C

Diferencias de temperatura máxima y mínima.

$$\Delta T_{mín} = 245 - 104.55 = 140.45\ °C$$

$$\Delta T_{máx} = 165 - 20.10 = 144.90\ °C$$

Por lo tanto la temperatura media ΔTml: Para el caso de flujo en corriente en cruz

$$\Delta Tml = \frac{\Delta T_{máx} - \Delta T_{mín}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{máx}}{\Delta T_{mín}}\right)} = \frac{144.90°C - 140.45°C}{\ln\left(\frac{144.90\ °C}{140.45\ °C}\right)} = 142.663\ °C$$

f) Transferencia de calor en un tubo de acero en el precalentador

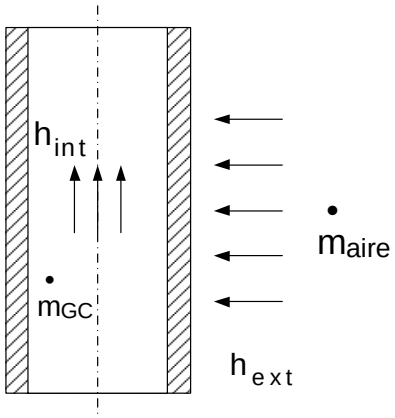


Figura 13. Coeficientes de convección interna y externa.
Fuente: Elaboración propia

Análisis del diámetro de los tubos, diámetro de coraza y número de tubos:

- Propiedades termodinámicas del gas residual en el precalentador: Las propiedades de los gases se determinan a la temperatura media: (245+165)/2 =205°C.

Tabla 5: Propiedades del gas residual de combustión en precalentador

Propiedades físicas gases de combustión a $P = 101325\ \mathrm{Pa}$, composición volúmica: $CO_2 = 13\%$; $H_2O = 11\%$; $N_2 = 76\%$

Temperatura	Densidad	Calor específico	Entalpía	Conductividad térmica	Coef Difusión térmica	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática	Número de Prandtl
T[°C]	ρ [Kg/m3]	Cp [KJ/Kg ∗ K]	h(kJ/kg)	$k * 10^{-2}$ [W/m ∗ K]	$a * 10^{2}$ [m2/h]	$\mu * 10^{-6}$ [N ∗ s/m²]	$v * 10^{-6}$ [m²/s]	Pr
205	0.748	1.0969	224.864	4.0123	17.600	24.495	32.814	0.670

Fuente: Cengel, 2007

- Superficie interior de los tubos en el precalentador:

$$\dot{m}_{gr} = \rho_{gr} * U_{gr} * S_{gr}$$

$$5.27\frac{Kg}{s} = 0.748\frac{Kg}{m^3} * 15\frac{m}{s} * S_{gr}$$

$$S_{gr} = 0.47\ m^2$$

Tener en cuenta que la velocidad de los gases residuales, varía entre 12 a 17 m/s, se elige en promedio 15 m/s.

Asimismo el área transversal por donde circulan los gases residuales en el precalentador, también se determinan mediante la siguiente formulación:

$$S_{gr} = n * \frac{\pi * {d_{int}}^2}{4}$$

Donde, n es la cantidad de tubos en el precalentador

$$0.47\ m^2 = n * \frac{\pi * {d_{int}}^2}{4} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (\beta)$$

- Propiedades termodinámicas del aire en el precalentador: Las propiedades del aire de combustión se determinan a la temperatura media: (20.10+104.55)/2 = 62.33°C.

Tabla 6: Propiedades termodinámicas del aire de combustión

Propiedades físicas del aire a $P = 101325\ Pa$								
Temperatura	Densidad	Calor específico	Entalpía	Conductividad térmica	Coef Difusión térmica	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática	Número de Prandtl
T[°C]	ρ [Kg/m3]	Cp [KJ/Kg * K]	h(kJ/kg)	$k * 10^{-2}$ [W/m * K]	$a * 10^{-5}$ [m2/h]	$\mu * 10^{-5}$ [N * s/m²]	$v * 10^{-5}$ [m²/s]	Pr
62.33	1.052	1.007	62.766	2.825	2.666	2.018	1.919	0.7196

Fuente: Cengel, 2007

- Superficie de circulación del aire caliente

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * U_{aire} * S_{aire}$$

$$5.075 \frac{Kg}{s} = 1.052 \frac{Kg}{m^3} * 10 \frac{m}{s} * S_{aire}$$

$$S_{aire} = 0.482\ m^2$$

Tener en cuenta que la velocidad del aire, varía entre 8 a 12 m/s, se elige en promedio 10 m/s.

El aire circula por el exterior de los tubos y por el interior de las paredes de la carcasa. Por lo tanto el área de circulación del aire caliente, también se determinan mediante la siguiente formulación:

$$S_{aire} = \frac{\pi * {D_{int}}^2}{4} - n * \frac{\pi * {d_{ext}}^2}{4}$$

El diámetro exterior de los tubos se determina:

$$d_{ext} = d_{int} + 2 * e$$

Donde, *t* es el espesor de los tubos.

Por lo tanto, tenemos:

$$S_{aire} = \frac{\pi * {D_{int}}^2}{4} - n * \frac{\pi * (d_{int} + 2 * e)^2}{4}$$

$$0.482\ m^2 = \frac{\pi * {D_{int}}^2}{4} - n * \frac{\pi * (d_{int} + 2 * e)^2}{4} \ldots\ldots (\alpha)$$

- Superficie lateral interna de los tubos de gases residuales: Una de las manera para poder determinar el área interna lateral por donde circulan los gases es mediante la ecuación del calor útil, es decir:

$$\dot{Q}_{util} = \frac{S_L * \Delta Tml * KG}{10^3}$$

Donde:

$\dot{Q}_{util}$: Calor útil en el precalentador de aire, $\dot{Q}_{util} = 430.754\ KW$

S_L: Superficie lateral, $S_L = \pi * d_{int} * n * L$

ΔTml: Variación de temperatura media logarítmica, $\Delta Tml = 142.663\ °C$

KG: Coeficiente global de transferencia de calor, cuando se está diseñando un equipo nuevo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$KG = \frac{1}{R_{t,\_aire} + R_{t\_gases} + R_{t\_gases}}$$

Las resistencias térmicas máximas de ensuciamiento del aire y gases es: 0.000176 y 0.001761 m^2°C/W respectivamente. Asimismo la resistencia térmica total por la transferencia de calor máxima en intercambio de calor (aire y gas caliente) es 0.025 m^2°C/W

$$KG = \frac{1}{0.000176 + 0.001761 + 0.025} = 37.12 \frac{W}{m^2 °C}$$

Reemplazando:

$$430.754 = \frac{\pi * d_{int} * n * L * 142.663 * 37.12}{10^3}$$

Cabe precisar que las tubos, serán de material acero inoxidable 304 L, los cuales para no generar dilatación térmica, deben tener longitudes entre 1.2 a 1.8 m, que en promedio tendríamos un L=1.5 m. Por lo tanto:

$$430.754 = \frac{\pi * d_{int} * n * 1.5 * 142.663 * 37.12}{10^3}$$

$$n * d_{int} = 17.261 \ldots\ldots (\varphi)$$

Sustituyendo (φ) en (β)

$$0.47\ \mathrm{m}^2 = \frac{17.261}{\mathrm{d_{int}}} * \frac{\pi * \mathrm{d_{int}}^2}{4}$$

Resolviendo el diámetro interior de los tubos, seria:

$$\mathrm{d_{int}} = 0.03467\ \mathrm{m} = 34.67\ \mathrm{mm}$$

Normalizando el diámetro interior de los tubos acero inoxidable 304 L cédula 40, a valores comerciales, tenemos:

$$\mathrm{D_n} = 1\frac{1}{4}\mathrm{pulg}\begin{cases}\mathrm{dint} = 1.38\ \mathrm{pulg} = 35.052\ \mathrm{mm}\\ \mathrm{dext} = 1.66\ \mathrm{pulg} = 42.164\ \mathrm{mm}\\ \mathrm{t} = 0.14\ \mathrm{pulg} = 3.556\ \mathrm{mm}\end{cases}$$

Ahora, reemplazamos los valores encontrados en la ecuación(φ), para determinar el número de tubos en el precalentador de aire:

$$\mathrm{n} * 0.035052\ = 17.261$$

$$\mathrm{n} = 492$$

Sustituyendo, también en la ecuación (α), determinamos que el diámetro interior de la carcasa del intercambiador de calor es:

$$0.482\ \mathrm{m}^2 = \frac{\pi * \mathrm{D_{int}}^2}{4} - \mathrm{n} * \frac{\pi * (\mathrm{d_{int}} + 2 * \mathrm{e})^2}{4}$$

$$0.482\ = \frac{\pi * \mathrm{D_{int}}^2}{4} - 492 * \frac{\pi * (0.035052 + 2 * 0.003556)^2}{4}$$

$$\mathrm{D_{int}} = 1.22\ \mathrm{m} = 48\ \mathrm{pulg}$$

Por lo consiguiente, el análisis energético, determino las siguientes dimensiones del precalentador:

- Material: acero inoxidable 304 L, cédula 40
- Diámetro interior de los tubos: 35.052 mm
- Diámetro exterior de los tubos: 42.162 mm
- Espesor de los tubos: 3.556 mm
- Número de tubos: 492
- Diámetro interior de la carcasa: 1.22 m
- Espesor de la carcasa: 3.556 mm
- Diámetro exterior de la carcasa: 1.2236 m

La distribución de los tubos será en tresbolillo, porque existe un mejor intercambio de calor entre los fluidos.

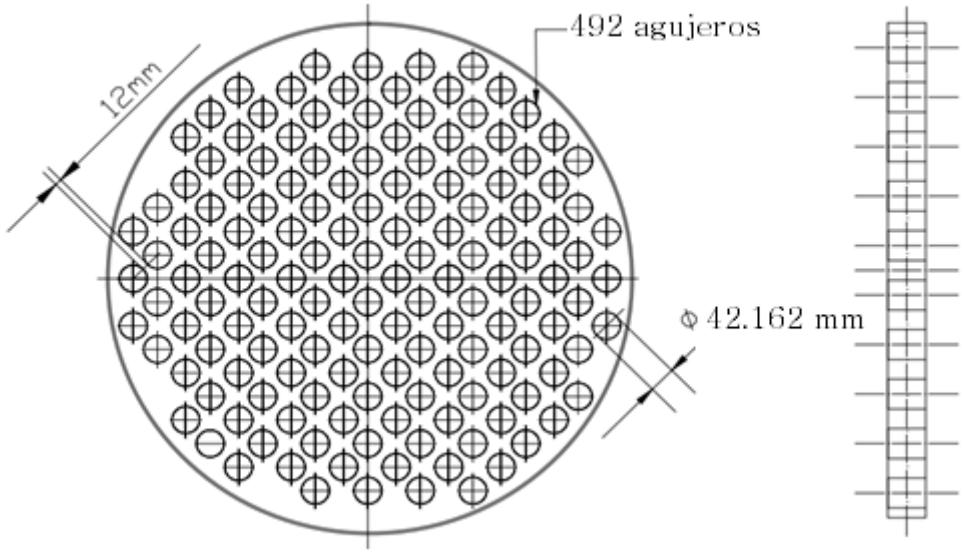


Figura 14. Distribución de tubos en tresbolillo.
Fuente: Elaboración propia

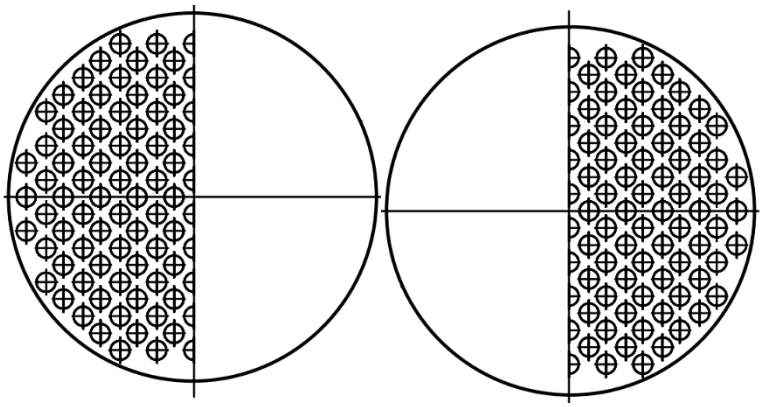


Figura 15. Mamparas semicirculares para el precalentador de aire.
Fuente: Elaboración Propia.

Se observa el diámetro interior de 1.22 m, sí contiene a los 492 tubos del precalentador con distribución en tresbolillo.

Para seleccionar los materiales adecuados para el diseño del precalentador se realizó la siguiente tabla

Tabla 7: Selección de material para el precalentador de aire.

ASTM A36	ACERO AISI 304 L
Tiene baja resistencia a la corrosión en contacto con el ácido sulfúrico. Es propenso a la corrosión.	Debido a su contenido de molibdeno es resistente al ácido sulfúrico. Tiene resistencia a la corrosión intergranular hasta 450°C.
Presenta buena soldabilidad.	Presenta buena soldabilidad.
Menor resistencia al impacto que el AISI 304L	Tiene buena resistencia al impacto.
La velocidad de desgaste por corrosión en un acero al carbono es de 0.15mm/año.	La velocidad de desgaste por corrosión en un acero inoxidable 304 L es menor a 0.05mm/año.
Poca resistencia a la erosión.	Presenta mejor resistencia a la erosión que otros aceros.
Esfuerzo de fluencia=250Mpa	Esfuerzo de fluencia= 563Mpa
APLICACIONES: Construcción de puentes, estanques, estructuras para industrias, etc.	APLICACIONES: Intercambiadores de calor, plantas petroquímicos y alimentarios.

Fuente: Elaboración Propia.

El material elegido es el acero inoxidable 304 L ya que el contenido de gases que se arrojan por la chimenea contiene azufre que al convertirse en ácido se vuelve altamente corrosivo y el acero inoxidable 304 L se caracteriza por ser resistente a la corrosión (velocidad de desgaste por corrosión: 0.05 mm/año). Además de presentar resistencia a la erosión mucho mejor que los otros materiales.

Cálculos de pérdidas de presión en precalentador de aire

- Caso de ensanchamiento gradual: ingreso de gases calientes al intercambiador de calor

$$K_p = a * (1 - \frac{{D_1}^2}{{D_2}^2})^2$$

Siendo:

K_p: Coeficiente de pérdida por ensanchamiento gradual.

a : Coeficiente de modulación.

D_1 : Diámetro de la tubería antes del ensanchamiento, (m).

D_2: Diámetro de la tubería después del ensanchamiento, (m).

$$h_s = K_p * \rho \frac{{V_1}^2}{2} \left(\frac{N}{m^2}\right) o(Pa)$$

h_s : Presión de gases calientes

V_1 : Velocidad antes del ensanchamiento.

ρ_{GC} : Densidad de gases caliente a temperatura media de 205°C.

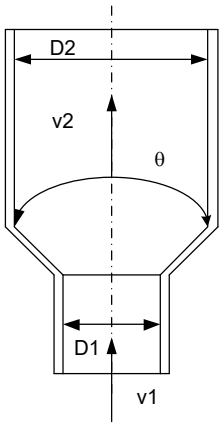


Figura 16. Tubería en caso de ensanchamiento gradual

Fuente: Elaboración Propia

Para realizar los cálculos de la presión por el ensanchamiento gradual se considera el coeficiente modular pero primer se halla el coeficiente de perdida.

Tabla 8: Coeficientes de modulación en ensanchamiento gradual.

θ(°C)	4	6	8	10	15	20	30	40	50	120	160	180
a	0.15	0.13	0.14	0.17	0.3	0.4	0.7	0.95	1.1	1.16	1.2	1

Fuente: Elaboración propia

Obteniendo los datos requeridos se prosigue a realizar los cálculos

Hallar el coeficiente de perdida por ensanchamiento gradual

$$K_p = 0.8 * \left(1 - \frac{500^2}{1220^2}\right)^2 = 0.55$$

Por lo tanto, después de obtener el coeficiente se puede hallar la presión por el ensanchamiento gradual.

$$h_s = K_p * \rho * \frac{{V_1}^2}{2} = 0.55 * \frac{0.748 * 10^2}{2} = 20.57 \text{ Pa}$$

- Por lo consiguiente en el caso de contracción gradual: Salida de gas caliente del intercambiador de calor.

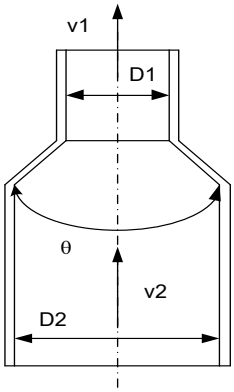


Figura 17. Esquema de contracción gradual salida del gas caliente.
Fuente: Elaboración Propia

Para calcular las presiones en la salida del casco se considera el coeficiente según su ángulo.

Tabla 9: Valores del coeficiente de resistencia caso contracción gradual.

Ángulo	K_p
30	0.02
45	0.04
60	0.07

Fuente: Elaboración Propia.

Calcular la presión en la salida en el caso de contracción gradual:

$$h_s = K_p * \rho * \frac{{V_1}^2}{2} = 0.04 * \frac{0.748 * 10^2}{2} = 1.5 \text{ Pa}$$

- Para el caso del aire que pasa alrededor de los tubos del precalentador

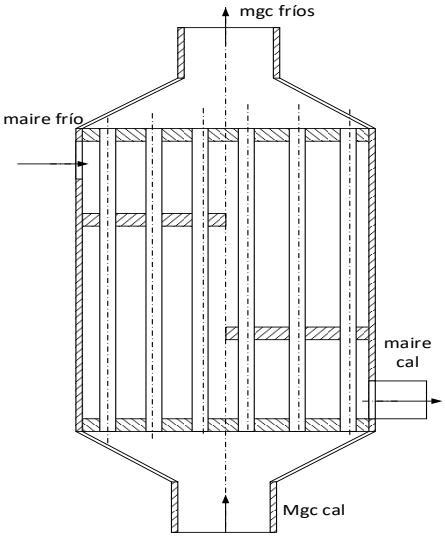


Figura 18. Detalle de la sección tubular del precalentador de aire.
Fuente: Elaboración Propia

- Para hallar la presión por estrechamiento brusco se considera, K_p como coeficiente de perdida por estrechamiento brusco = 0.5

$$h_s = K_p * \frac{{V_{aire}}^2}{2g} = 0.5 * \frac{10^2}{2 * 9.81} = 2.54\ \mathrm{Pa}$$

- Hallar las perdidas en lado de los gases de combustión que pasan a través de las tuberías del precalentador.

$$\Delta_p = \lambda * \frac{{V_{gc}}^2 * L_{Tub.PA} * \rho_{gc}}{2 * \emptyset_{int_{PA}}}$$

Siendo:

λ : Coeficiente de pérdidas por fricción.

V_{gc} : Velocidad de Gases de combustión (m/s)

$L_{Tub.PA}$: Longitud de tubería de precalentador de aire (m)

ρ_{gc} : Densidad de gases calientes $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$\emptyset_{int_{PA}}$: Diámetro interior del precalentador de aire (m)

$$\lambda = 0.0144 + \frac{0.0947}{\sqrt{10\frac{m}{s}}} = 0.044$$

Después de hallar el coeficiente de pérdidas por fricción se puede calcular las pérdidas de presión en los gases de combustión que pasan a través de las tuberías del precalentador.

$$\Delta_p = 0.044 * \frac{\left(10\frac{m}{s}\right)^2 * 1.5\ m * 0.748\frac{kg}{m^3}}{2 * 0.035052m} = 70\ \mathrm{Pa}$$

Así es como se proyectaría el precalentador de aire una vez realizado el proyecto

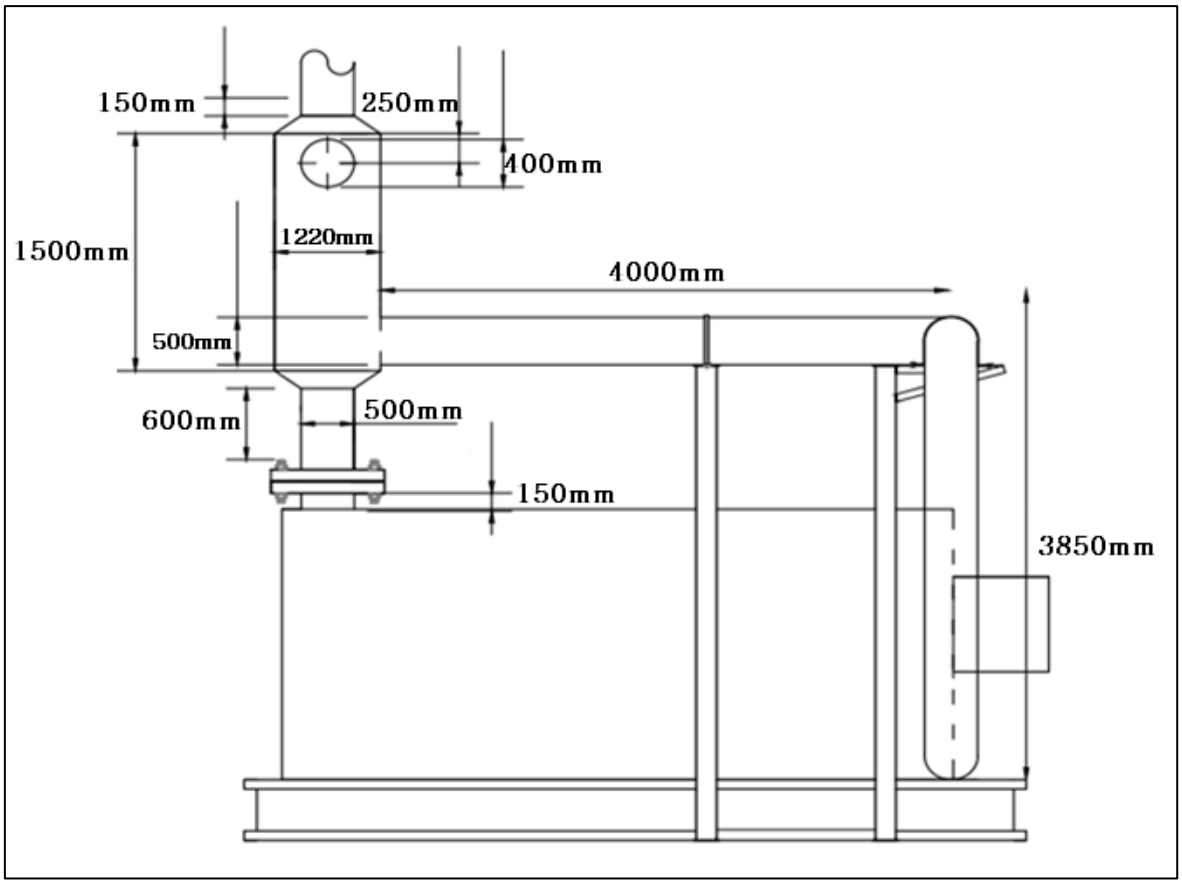


Figura 19. Disposición proyectada de precalentador de aire por gas residual en caldera.
Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, al implementar un precalentador de aire y mejorar el aislamiento térmico llegamos a lo siguiente:

- **Aumento de eficiencia en caldera:**

Se determina el impacto de las mejoras en aislamiento térmico y de precalentamiento del aire para combustión por gases residuales, en la eficiencia de la caldera.

- **Reducción de calor perdido por aislamiento térmico:**

a) En tubería de vapor de caldera: $11.74\ \mathrm{KW}$

b) En dos digestores: $2 * 52.95 = 105.9\mathrm{KW}$

c) En secador de harina: $74.115\ \mathrm{KW}$

- **Reducción de calor perdido por aislamiento térmico, ΔQ_{p-aisl}:**

$$\Delta \mathrm{Q}_{\mathrm{p-aisl}} = 11.74 + 105.9 + 74.115 = 194.84\ \mathrm{kw}$$

Reducción de producción de vapor por reducción de pérdidas por mail aislamiento térmico, Δm_v:

$$\Delta m_v = \frac{\Delta Q_{p-aisl}\ (kw)}{\left(h_V - h_{agua-caldera}\right)\frac{kJ}{kg}} = \frac{194.84kw}{(2770.66 - 188.145)\frac{kJ}{kg}} = 0.075\frac{kg}{s} = 270\frac{kg}{h}$$

Se tiene: nuevo flujo de vapor, promedio; con mejoras:

$$m_{V2} = m_{V1} - \Delta m_v = 6102 - 270 = 5832\frac{kg}{h}$$

Reducción de calor útil en caldera por reducción de demanda de vapor, ΔQ_{uti}

$$\Delta Q_{util} = \Delta m_v * \left(h_V - h_{agua-caldera}\right) = 0.075\frac{kg}{s} * (2770.66 - 188.145)\frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta Q_{uti} = 193.68kw$$

Calor útil nuevo en caldera, Q_{uti2}:

$$Q_{util2} = Q_{util\ 1} - \Delta Q_{util} = 4{,}377.95 - 193.68 = 4184.27kw$$

Reducción de calor perdido por precalentamiento del aire es: $430.754kw$

Nuevo calor total promedio en caldera, Q_{total2}:

$$Q_{total2} = Q_{total1} - \Delta Q_{p-GR} - \Delta Q_{util} = 5813.18 - 430.754 - 193.68$$

$$Q_{total2} = 5189.229kw$$

Por lo tanto, la eficiencia de la caldera con las mejoras energéticas es:

$$\eta_{caldera\ 2} = \frac{Q_{util2}}{Q_{total2}} * 100 = \frac{4184.27kw}{5189.229kw} = 80.63\%$$

Reducción del consumo de carbón en caldera, Δm_{cble}, por aumento de eficiencia térmica:

Incremento del rendimiento:

$$\eta_{caldera\ 2} - \eta_{caldera\ 1} = 80.63\% - 75.31\% = 5.32\%$$

Quiere decir que el rendimiento de la caldera aumento un 5.32%.
Por lo tanto, el consumo de combustible es:

$$\Delta m_{cble} = \frac{(Q_{total1} - Q_{total2})kw}{PCI_{cble}} = \frac{(5813.18 - 5189.229)KW}{29730\,\frac{kJ}{kg}} = 0.0209\,\frac{kg}{s}$$

$$\Delta m_{cble} = 75.24\,\frac{Kg}{h}$$

Se obtiene, por mejoras energéticas en caldera y en planta térmica, una reducción del consumo de carbón del orden de $75.24\,\frac{kg}{h}$.

4.3.1.2. Análisis comparativo entre el uso del combustible carbón antracita con el GLP (Gas licuado de petróleo) y GN (Gas natural):

a) Análisis con carbón antracita

En esta etapa del análisis de la auditoria energética, se determinó que la eficiencia y consumo de combustible de la cadera cuando quema carbón antracita sería: 75.30% y 686.67 Kg/h respectivamente. Por lo tanto el costo con carbón antracita seria:

$$C_{Carbón\ antracita} = \dot{m}_{carbón} * Tp * C_{unitario\_carbón}$$

Donde:

$\dot{m}_{carbón}$: Consumo de carbón antracita, 686.67 Kg/h

Tp: Tiempo de operación del caldero, 625 h/mes (7500 h/año)

$C_{unitario\_carbón}$: Costo unitario del carbón antracita, 350 soles/TM (0.35 soles/Kg).

Sustituyendo:

$$C_{Carbón\ antracita} = 686.67\,\frac{kg}{h} * 7500\,\frac{h}{año} * 0.35\,\frac{soles}{kg}$$

$$C_{Carbón\ antracita} = 1802508.75\,\frac{Soles}{año}$$

b) Análisis con gas licuado de petróleo:

Para realizar un análisis con GLP (Gas licuado de petróleo), es relevante primero determinar el poder calorífico inferior. Utilizando la ecuación de Dulong para combustibles gaseosos, tenemos:

$$PCI_{C_nH_m} = \frac{PCI_{Carbono} * M_{c_n} + PCI_{Hidrogeno} * M_{H_m}}{M_{C_nH_m}}$$

Dónde:

$PCI_{Carbono}$: Poder calorífico inferior del carbono, $33900 \frac{kJ}{kg}$

$PCI_{Hidrogeno}$: Poder calorífico inferior del hidrogeno, $120120 \frac{kJ}{kg}$

M_{c_n}: Peso molecular del carbono, $12 \frac{kg}{Kmol}$

M_{H_m}: Peso molecular del hidrogeno, $1 \frac{kg}{kmol}$

n: Número de Kmol de carbono

m: Número de Kmol de hidrogeno

En la tabla 8, se muestra la estructura del GLP, el cual tiene una composición de 40% de butano y 60% de propano.

Tabla 10: Composición másica del gas licuado de petróleo

Estructura del GLP	Simbología	Composición másica porcentual
Butano	C_4H_{10}	40
Propano	C_3H_8	60

Fuente: Empresa SOLGAS, 2020.

Determinamos el poder calorífico inferior de los combustibles butano y propano:

Butano:

$$PCI_{C_4H_{10}} = \frac{PCI_C * M_{c_4} + PCI_H * M_{H_{10}}}{M_{C_4H_{10}}}$$

$$PCI_{C_4H_{10}} = \frac{33900 * (48) + 120120 * (10)}{48 + 10} = 48765.52 \ \frac{kJ}{kg}$$

Propano:

$$PCI_{C_3H_8} = \frac{PCI_C * M_{c_3} + PCI_H * M_{H_8}}{M_{C_3H_8}}$$

$$PCI_{C_3H_8} = \frac{33900 * (36) + 120120 * (8)}{36 + 8} = 49576.364 \ \frac{kJ}{kg}$$

Por lo tanto:

$$PCI_{GLP} = PCI_{C_4H_{10}} * g_{C_4H_{10}} + PCI_{C_3H_8} * g_{C_3H_8}$$

Dónde:

$g_{C_4H_{10}}$: Participación másica del Butano 40%

$g_{C_3H_8}$: Participación másica del Propano 60%

$$PCI_{GLP} = 48765.517\ \frac{kJ}{kg} * 0.4 + 49576.364\ \frac{kJ}{kg} * 0.6$$

$$PCI_{GLP} = 49252\,\frac{kJ}{kg}$$

Evaluación de la relación aire – combustible

Realizando un balance de masa y energía en la cámara de combustión del caldero tenemos:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{GC}$$

$$\dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{cble} = \dot{Q}_{GC}$$

$$\dot{m}_{aire} * h_{aire} + \dot{m}_{cble} * PCI_{GLP} = \dot{m}_{GC} * h_{g-cald}$$

Cabe precisar, que con respecto al calor del combustible, se desprecia la entalpia absoluta del combustible, debido a que insignificante frente al PCI del mismo combustible. Para lo cual considerándola no afectaría el resultado encontrado.

Donde:

$$\dot{m}_{aire} = R_{aire-cble} * \dot{m}_{cble}$$

$$\dot{m}_{GC} = R_{GC-cble} * \dot{m}_{cble} = (1 + R_{aire-cble}) * \dot{m}_{cble}$$

$$R_{aire-cble} * \dot{m}_{cble} * h_{aire} + \dot{m}_{cble} * PCI_{GLP} = (1 + R_{aire-cble}) * \dot{m}_{cble} * h_{g-cald}$$

$$R_{aire-cble} * h_{aire} + PCI_{GLP} = (1 + R_{aire-cble}) * h_{g-cald}$$

Despejando, la relación aire-combustible, tenemos:

$$R_{aire-cble} = \frac{PCI_{GLP}\left(\frac{kJ}{kg}\right) - h_{g-cald}\left(\frac{kJ}{kg}\right)}{h_{g-cald}\left(\frac{kJ}{kg}\right) - h_{aire}\left(\frac{kJ}{kg}\right)}$$

Donde:

PCI_{GLP}: Poder calorífico inferior del GLP, 49252 KJ/Kg

h_{g-cald}: Entalpia de gases calientes, el GLP tiene una temperatura de operación entre 1000 a 1200°C en el hogar de una caldera (Beltrán, 2008), con un promedio de 1100°C, para lo cual le pertenece una entalpia de 1452 KJ/Kg.

h_{air}: Entalpia del aire, 28 KJ/Kg

Sustituyendo:

$$R_{aire-cble} = \frac{49252\,\frac{kJ}{kg} - 1452\,\frac{kJ}{kg}}{1452\,\frac{kJ}{kg} - 28\,\frac{kJ}{kg}}$$

$$R_{aire-cble} = 33.56\,\frac{kgaire}{kgcomb.}$$

Potencia perdida en gases residuales:

Según lo descrito, la pérdida más relevante y significativa es la perdida por gases residuales, tenemos:

$$\acute{Q}_p = (1 + R_{aire-cble}) * \dot{m}_{GLP} * h_{gr}$$

Donde:

$R_{aire-cble}$: Relación aire – combustible, $33.56\,\frac{kgaire}{kgcomb}$.

$\dot{m}_{GLP}$: Flujo másico de GLP

h_{gr}: Entalpia de gases residuales, 272.34 $\frac{kJ}{kg}$.

h_{air}: Entalpia del aire, 28$\frac{kJ}{kg}$

$$\acute{Q}_p = (1 + 33.56) * \dot{m}_{GLP} * 272.34$$

$$\acute{Q}_p = 9412.07 * \dot{m}_{GLP}$$

De la ecuación general del balance energético a una caldera tenemos:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{util} + \acute{Q}_p$$

$$\dot{m}_{GLP} * [PCI_{GLP} + R_{aire-cble} * h_{air}] = \dot{Q}_{util} + \acute{Q}_p$$

Dónde el calor útil, para que los procesos puedan trabajar correctamente es 4377.95 KW como anteriormente se ha determinado.

Sustituyendo:

$$\dot{m}_{GLP} * [49252 + 33.56 * 28] = 4377.95 + 9412.07 * \dot{m}_{GLP}$$

$$\dot{m}_{GLP} = \frac{4377.95}{[49252 + 33.56 * 28] - 9412.07}$$

$$\dot{m}_{GLP} = 0.1074 \frac{Kg}{s}$$

En galones/hora, tenemos:

$$\dot{m}_{GLP} = 0.1074 \frac{kg}{s} * \frac{3600\ s}{1h} = 386.64 \frac{kg}{h} * \frac{1\ galón\ GLP}{2\ kg}$$

$$\dot{m}_{GLP} = 193.32 \frac{gal}{h}$$

La eficiencia térmica del caldero con GLP:

$$\eta_{cald\_GLP} = \frac{\dot{Q}_{util}(kw)}{\dot{Q}_{total}(kw)} * 100$$

$$\eta_{cald\_GLP} = \frac{4377.95\ kw}{0.1074 \frac{Kg}{s} * \left[49252 \frac{kJ}{kg} + 33.56 * 28 \frac{kJ}{kg}\right]} * 100$$

$$\eta_{cald\_GLP} = 0.8121 = 81.21\%$$

Para determinar el costo de consumo de combustible con GLP, se emplea la siguiente formulación:

$$C_{GLP} = \dot{m}_{GLP} * Tp * C_{unitario\_GLP}$$

Donde:

$C_{unitario}$: Costo unitario del GLP, 2.3959 soles/Kg (Tabla 9).

Tabla 11: Lista de precios de combustibles

LISTA COMB-68-2020
VIGENCIA A PARTIR DEL 24.12.2020

PRECIOS CON IMPUESTOS NO INCLUYEN DESCUENTOS Y FISE

SOLES/GLN

	PLANTAS	G L P-E SOLES/KG	G L P-G SOLES/KG	GASOLINA SUPER 90 SP	GASOLINA 84 SP	DIESEL B5 UV	DIESEL B5	PETROLEO INDUSTRIAL Nº 6	PETROLEO INDUSTRIAL 500
	TALARA	2.3954	2.3954	10.2976	9.8842			8.5196	8.5668
	PIURA			10.4888	10.1645				
	ETEN			10.7054	10.3812				
	SALAVERRY			10.7309	10.4194			8.8441	
	CHIMBOTE			10.7182				8.8559	8.9149
	SUPE			10.3359	10.2155				8.7261
	CALLAO	2.3954	2.3954	10.0173	9.6802				
	CONCHAN			10.0045	9.6675			8.2718	8.3072
	C. DE PASCO			11.0750	10.7699	10.9504	10.9504		
	PISCO			10.4506	10.0881				8.8913
	MOLLENDO			10.8201	10.5086			8.8795	8.9267
	JULIACA				10.9420				
	CUSCO				11.0311				
	ILO							8.8913	
	EL MILAGRO			10.6927	10.2920	10.5138	10.5138	9.1332	
	TARAPOTO			10.8201	10.5214	10.6613	10.6613		

Fuente: Petroperú, 2020.

$\dot{m}_{GLP}$: Consumo de GLP, 386.64 Kg/h

Tp: Tiempo de operación del caldero, 625 h/mes (7500 h/año)

Sustituyendo:

$$C_{GLP} = 386.64\frac{kg}{h} * 7500\frac{h}{año} * 2.3959\frac{soles}{kg}$$

$$C_{GLP} = 6947630.82\frac{Soles}{año}$$

c) Análisis con gas natural:

Para realizar un análisis con GN (Gas natural), es relevante primero determinar el poder calorífico inferior. Utilizando la ecuación de Dulong para combustibles gaseosos, tenemos:

$$PCI_{C_nH_m} = \frac{PCI_{Carbono} * M_{c_n} + PCI_{Hidrogeno} * M_{H_m}}{M_{C_nH_m}}$$

Dónde:

$PCI_{Carbono}$: Poder calorífico inferior del carbono, $33900\frac{KJ}{Kg}$

$PCI_{Hidrogeno}$: Poder calorífico inferior del hidrogeno, $120120\ \frac{kJ}{kg}$

M_{c_n}: Peso molecular del carbono, $12\ \frac{kg}{kmol}$

M_{H_m}: Peso molecular del hidrogeno, $1\ \frac{kg}{kmol}$

n: Número de Kmol de carbono

m: Número de Kmol de hidrogeno

En la tabla 12, se muestra la composición del gas natural, donde su mayor componente es el metano con una participación másica del 95.08%.

Tabla 12: Composición másica del gas natural

Componente	Nomenclatura	Composición %	Estado natural
Metano	CH_4	95.08	gas
Etano	C_2H_4	2.14	gas
Propano	C_3H_8	0.29	gas licuado
Butano	C_4H_{10}	0.11	gas licuado
Pentano	C_5H_{12}	0.04	liquido
Hexano	C_6H_{14}	0.01	liquido

Fuente: Osinergmin, 2020.

Poder calorífico inferior del metano:

$$PCI_{CH_4} = \frac{33900 * (12) + 120120 * (4)}{16}$$

$$PCI_{CH_4} = 55455 \frac{kJ}{kg}$$

Poder calorífico inferior del etano:

$$PCI_{C_2H_4} = \frac{33900 * (24) + 120120 * (4)}{28}$$

$$PCI_{C_2H_4} = 46217.14 \frac{kJ}{kg}$$

Poder calorífico inferior del Propano:

$$PCI_{C_3H_8} = \frac{33900 * (36) + 120120 * (8)}{44}$$

$$PCI_{C_3H_8} = 49576.36 \frac{kJ}{kg}$$

Poder calorífico inferior del Butano:

$$PCI_{C_4H_{10}} = \frac{33900 * (48) + 120120 * (10)}{58}$$

$$PCI_{C_4H_{10}} = 48765.5172 \frac{kJ}{kg}$$

Poder calorífico inferior del pentano:

$$PCI_{C_5H_{12}} = \frac{33900 * (60) + 120120 * (12)}{72}$$

$$PCI_{C_5H_{12}} = 48270 \frac{kJ}{kg}$$

Poder calorífico inferior del hexano:

$$PCI_{C_6H_{14}} = \frac{33900 * (72) + 120120 * (14)}{86}$$

$$PCI_{C_6H_{14}} = 47935.81 \frac{kJ}{kg}$$

Tenemos:

$$PCI_{G.N} = \sum PCI_{C_nH_m} * g_{C_nH_m}$$

Dónde:

$g_{C_nH_m}$: Participación másica de los componentes del gas natural

$$PCI_{GN} = PCI_{CH_4} * g_{CH_4} + PCI_{C_2H_4} * g_{C_2H_4} + PCI_{C_3H_8} * g_{C_3H_8} + PCI_{C_4H_{10}} * g_{C_4H_{10}} + PCI_{C_5H_{12}} * g_{C_5H_{12}} + PCI_{C_6H_{14}} * g_{C_6H_{14}}$$

$$PCI_{G.N} = 55455(0.9508) + 46217.14(0.0214) + 49576.36(0.0029) + 48765.52(0.0011) + 48270(0.0004) + 47935.81(0.0001)$$

$$PCI_{GN} = 53937.176 \frac{kJ}{kg}$$

Evaluación de la relación aire – combustible

$$R_{aire-cble} = \frac{PCI_{GLP}\left(\frac{kJ}{kg}\right) - h_{g-cald}\left(\frac{kJ}{kg}\right)}{h_{g-cald}\left(\frac{kJ}{kg}\right) - h_{air}\left(\frac{kJ}{kg}\right)}$$

Donde:

PCI_{GN}: Poder calorífico inferior del GN, 53937.176 $\frac{kJ}{kg}$

h_{g-cald}: Entalpia de gases calientes, el GN tiene una temperatura de operación entre 1250 a 1350°C en el hogar de una caldera (Beltrán, 2008), con un promedio de 1300°C, para lo cual le pertenece una entalpia de 1768 $\frac{kJ}{kg}$.

h_{air}: Entalpia del aire, 28 $\frac{kJ}{kg}$

Sustituyendo:

$$R_{aire-cble} = \frac{53937.176\ \frac{kJ}{kg} - 1768\frac{kJ}{kg}}{1768\frac{kJ}{kg} - 28\frac{kJ}{kg}}$$

$$R_{aire-cble} = 30\frac{kgaire}{kgcomb.}$$

Potencia perdida en gases residuales:

Según lo descrito, la pérdida más relevante y significativa es la perdida por gases residuales, tenemos:

$$\acute{Q}_p = (1 + R_{aire-cble}) * \dot{m}_{GN} * h_{gr}$$

Donde:

$R_{aire-cble}$: Relación aire – combustible, 30 Kgaire/Kgcomb.

$\dot{m}_{GN}$: Flujo másico de gas natural

h_{gr}: Entalpia de gases residuales, 272.34 KJ/Kg.

h_{air}: Entalpia del aire, 28 KJ/Kg

$$\acute{Q}_p = (1 + 30) * \dot{m}_{GN} * 272.34$$

$$\acute{Q}_p = 8442.54 * \dot{m}_{GN}$$

De la ecuación general del balance energético a una caldera tenemos:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{util} + \acute{Q}_p$$

$$\dot{m}_{GN} * [PCI_{GN} + R_{aire-cble} * h_{air}] = \dot{Q}_{util} + \acute{Q}_p$$

Dónde el calor útil, para que los procesos puedan trabajar correctamente es 4377.95 KW como anteriormente se ha determinado.

Sustituyendo:

$$\dot{m}_{GN} * [53937.176 + 30 * 28] = 4377.95 + 8442.54 * \dot{m}_{GLP}$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{4377.95}{[53937.176 + 30 * 28] - 8442.54}$$

$$\dot{m}_{GN} = 0.0945 \frac{kg}{s}$$

En kg/h, tenemos:

$$\dot{m}_{GN} = 0.0945 \frac{kg}{s} * \frac{3600\ s}{1h}$$

$$\dot{m}_{GN} = 340.20\ \frac{kg}{h}$$

En m^3/h, tenemos:

La densidad del gas natural en promedio es 0.7462 Kg/m^3 (Fase gaseosa) (Osinergmin, 2020).

$$\dot{V}_{GN} = \frac{\dot{m}_{GN}}{\rho_{GN}}$$

$$\dot{V}_{GN} = \frac{340.20\ \frac{kg}{h}}{0.7462 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{V}_{GN} = 456\ \frac{m^3}{h}$$

La eficiencia térmica del caldero con GN:

$$\eta_{cald\_GLP} = \frac{\dot{Q}_{util}(kw)}{\dot{Q}_{total}(Kw)} * 100$$

$$\eta_{cald\_GLP} = \frac{4377.95\ KW}{0.0945 \frac{Kg}{s} * \left[53937.176 \frac{kJ}{kg} + 30 * 28 \frac{kJ}{kg}\right]} * 100$$

$$\eta_{cald\_GN} = 0.8457 = 84.57\%$$

Para determinar el costo de consumo de combustible con GN, se emplea la siguiente formulación:

$$C_{GN} = \dot{V}_{GN} * Tp * C_{unitario\_GN}$$

Donde:

$C_{unitario}$: Costo unitario del GN, 0.483 soles/m^3 (Tabla 11).

Tabla 13: Costos del gas natural

Aplicable por el servicio desde el 1 de diciembre de 2020
(Conforme lo dispuesto por las Resoluciones Osinergmin N° 055-2018-OS/CD, N° 098-2018-OS/CD, N° 160-2019-OS/CD y N° 193-2020-OS/CD)

EMPRESA: GAS NATURAL DE LIMA Y CALLAO S.A.

1. PLIEGO TARIFARIO DEL SERVICIO DE DISTRIBUCIÓN DE GAS NATURAL:

		PRECIO MEDIO DE GAS y COSTO MEDIO DE TRANSPORTE (1)			TARIFAS ÚNICAS DE DISTRIBUCIÓN (3)			
Categoría Tarifaria	Rango de Consumo:	Precio medio del gas natural (2)	Costo Medio del Transporte del Gas Natural (2)		Costo Fijo de Comercialización (4)		Costo Fijo de Distribución (4)	Costo Variable de Distribución (4)
			Transporte del Gas	Recargos FISE (5)	Comercialización Fijo (CF)		Distribución Fijo (DF)	Distribución Variable (DV)
		S/./m3	S/./m3	S/./m3	S/./mes	S/./(Sm3/día)	S/./(Sm3/día)	S/./Sm3
A1 (Sin P. Promoc.)	Hasta 30 sm^3/mes	0.48292993			2.0137	-----	-----	0.67361952
A1 (Con P. Promoc.) (6)	Hasta 30 sm^3/mes	0.16298639			2.0137	-----	-----	0.67361952
A2 (Sin P. Promoc)	31 - 300 sm^3/mes	0.48292993			6.4671	-----	-----	0.51670625
A2 (Con P. Promoc.) (6)	31 - 300 sm^3/mes	0.16298639			6.4671	-----	-----	0.51670625
B	301 - 17,500 sm^3/mes	0.48292993			60.9917	-----	-----	0.30952807
IP (7)	Independiente del Consumo	0.48292993	0.19185568	0.00864415	-----	0.0778	0.6370	0.17104785
C	17,501 - 300,000 sm^3/mes	0.48292993			-----	0.0732	0.5979	0.15513192
GNV	Independiente del Consumo	0.48292993			-----	0.0600	0.4906	0.13178081
D	300,001 - 900,000 sm^3/mes	0.48292993			-----	0.0534	0.4368	0.11528401
E	Mayor a 900,000 sm^3/mes	0.48292993			-----	0.3361	2.2797	0.08600799
GE	Independiente del Consumo	0.26965340			-----	0.2382	1.6477	0.06199855

Fuente: Gas Natural de Lima y Callao, 2020.

$\dot{V}_{GN}$: Flujo volumétrico de GN, 456 m^3/h

Tp: Tiempo de operación del caldero, 625 h/mes (7500 h/año)

Sustituyendo:

$$C_{GN} = 456\frac{m^3}{h} * 7500\frac{h}{año} * 0.483\frac{soles}{m^3}$$

$$C_{GN} = 1651860.00\frac{Soles}{año}$$

En la figura 20, se muestra la comparación del consumo de combustible de la caldera con carbón antracita, gas licuado de petróleo y gas natural. Obteniendo que el menor consumo se tendría con gas natural, seguido del gas licuado de petróleo y carbón antracita.

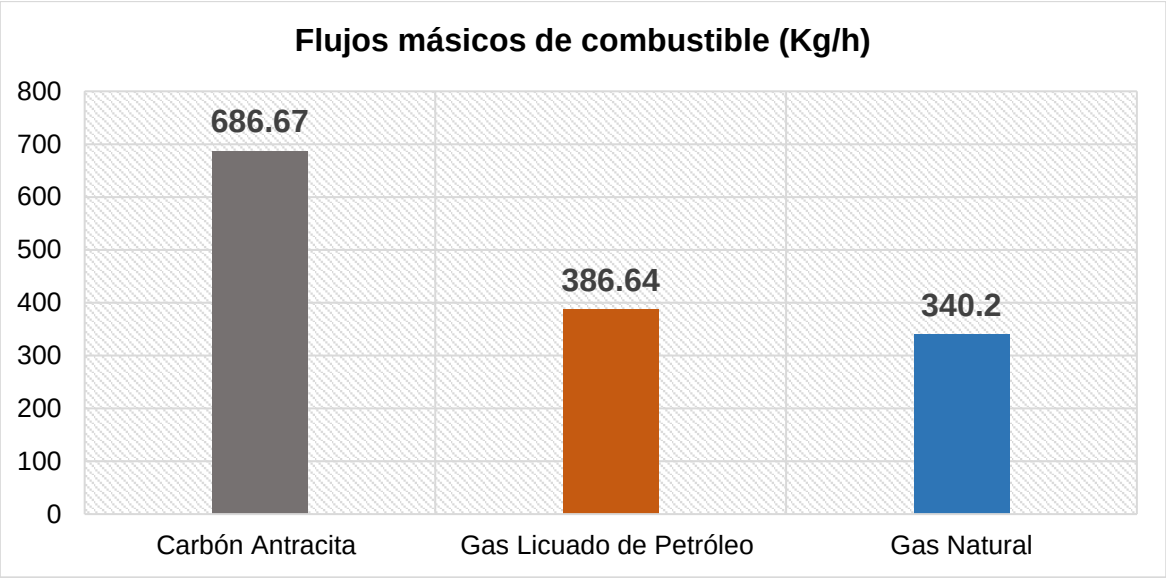


Figura 20: Comparativo en consumos de combustibles para el caldero.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 21, se muestra la comparación de la eficiencia energética de la caldera con carbón antracita, gas licuado de petróleo y gas natural. Obteniendo que la mayor eficiencia la tendría el gas natural, seguido del gas licuado de petróleo y carbón antracita.

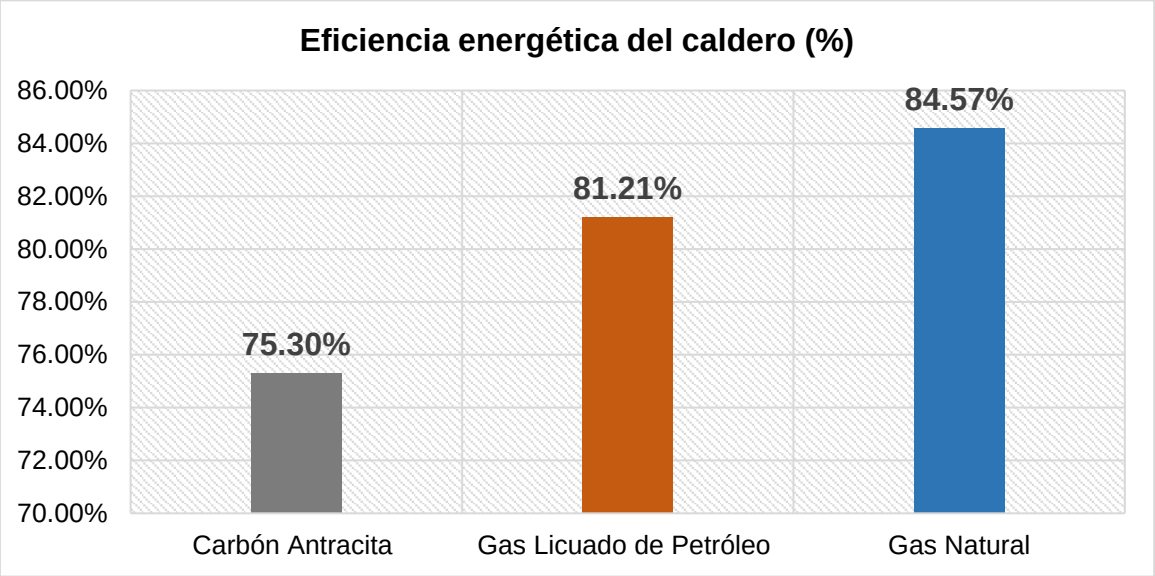


Figura 21: Comparativo de eficiencias energéticas del caldero.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 22, se muestra la comparación de los costos de combustible de la caldera con carbón antracita, gas licuado de petróleo y gas natural. Obteniendo

que el menor costo en consumo de combustible seria utilizando gas natural, seguido del carbón antracita y gas licuado de petróleo, donde este último tendría los costos en consumo de combustible más elevados.

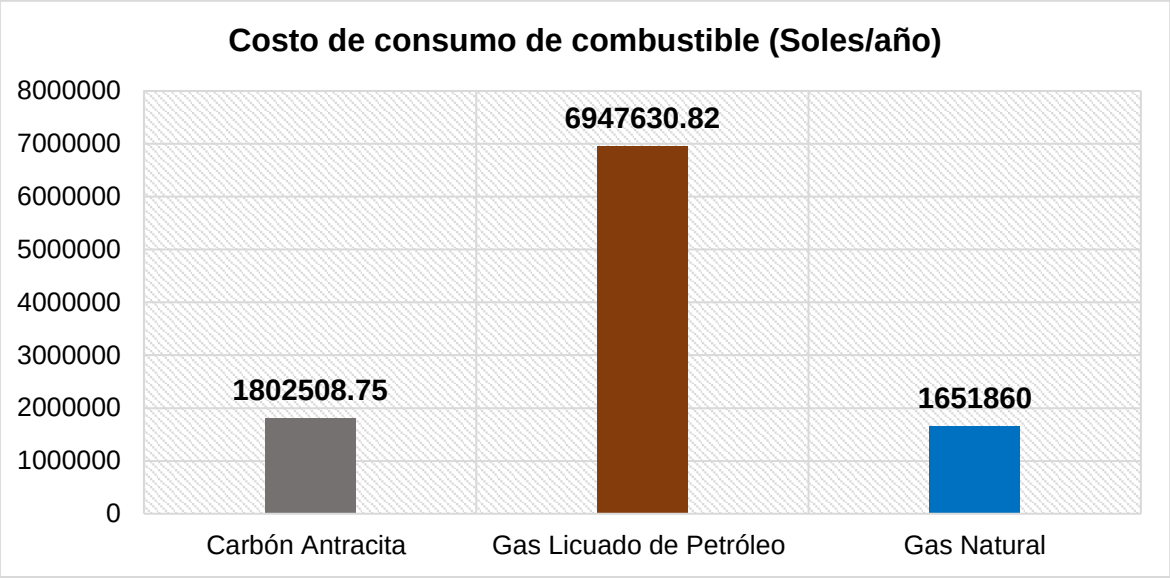


Figura 22: Comparativo de costos de consumo de combustibles del caldero.

Fuente: Elaboración propia.

4.3.1.3. Análisis de ahorro de combustible entre el uso del combustible carbón antracita y GN (Gas natural):

Como ya se había determinado, la factibilidad en el cambio de combustible de carbón antracita, podría competir en costos con el GN, pero no con el GLP. Por lo tanto ahora se realizará un análisis de ahorro de combustible comparativo con la implementación de un precalentador con carbón antracita y GLP

a) Carbón antracita

$$\Delta\dot{m}_{\text{carbón antracita}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil\_precalentador}}}{PCI_{\text{carbón}} + R_{a/c} * h_{\text{aire}}}$$

$$\Delta\dot{m}_{\text{carbón antracita}} = \frac{430.754\ \text{KW}}{29730\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 26.67 * 28\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\Delta\dot{m}_{\text{carbón antracita}} = 0.014\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} = 50.40\,\frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

El ahorro en carbón antracita, por implementación de precalentador aire seria:

$$\Delta C_{\text{Carbón antracita}} = \Delta \dot{m}_{\text{carbón antracita}} * Tp * C_{\text{unitario\_carbón}}$$

Donde:

$\Delta \dot{m}_{\text{carbón}}$: Consumo de carbón antracita, 50.40 Kg/h

Tp: Tiempo de operación del caldero, 625 h/mes (7500 h/año)

$C_{\text{unitario\_carbón}}$: Costo unitario del carbón antracita, 350 soles/TM (0.35 soles/Kg).

Sustituyendo:

$$\Delta C_{\text{Carbón antracita}} = 50.40 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 7500 \frac{\text{h}}{\text{año}} * 0.35 \frac{\text{soles}}{\text{kg}}$$

$$\Delta C_{\text{Carbón antracita}} = 132300.00 \frac{\text{Soles}}{\text{año}}$$

b) Gas natural:

$$\Delta \dot{m}_{\text{gas natural}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil\_precalentador}}}{PCI_{\text{gas natural}} + R_{a/c} * h_{\text{aire}}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{gas natural}} = \frac{430.754 \text{ KW}}{53937.176 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 30 * 28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{gas natural}} = 0.0080 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 28.30 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

La densidad del gas natural en promedio es 0.7462 Kg/m^3 (Fase gaseosa) (Osinergmin, 2020).

$$\dot{V}_{GN} = \frac{\dot{m}_{GN}}{\rho_{GN}}$$

$$\dot{V}_{GN} = \frac{28.30 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{0.7462 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$\dot{V}_{GN} = 38 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El ahorro en gas natural, por implementación de precalentador aire seria:

$$\Delta C_{GN} = \dot{V}_{GN} * Tp * C_{\text{unitario\_GN}}$$

Donde:

C_{unitario}: Costo unitario del GN, 0.483 soles/m^3

$\dot{V}_{GN}$: Flujo volumétrico de GN, 38 m^3/h

Tp: Tiempo de operación del caldero, 625 h/mes (7500 h/año)

Sustituyendo:

$$C_{GN} = 38\frac{m^3}{h} * 7500\frac{h}{año} * 0.483\frac{soles}{m^3}$$

$$C_{GN} = 137655.00\frac{Soles}{año}$$

En la figura 23, se observa que la implementación de un precalentador de aire por gases residuales, tiene un mayor ahorro con gas natural.

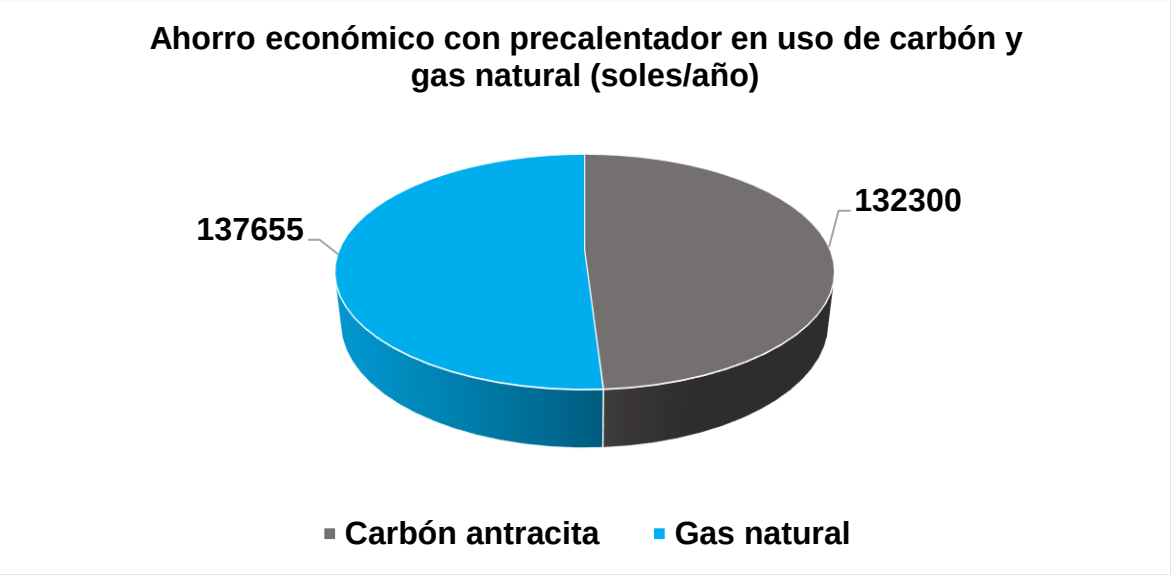


Figura 23: Beneficio económico con precalentador

Fuente: Elaboración Propia

4.4. Análisis económico después de la implementación de la mejora.

Después de realizar las mejoras del caso se viene a realizar el análisis económico.

4.4.1. Inversiones

Para ver con mayor claridad la propuesta de inversión para la mejora energética se presenta la siguiente Tabla 14.

Tabla 14: Presupuesto de inversión en mejoras energéticas.

Ítem	**Presupuesto Inversión en Mejoras energéticas Planta de harinas de plumas**				
	Denominación	Cantidad	U.M.	Cunit (S/./UM)	S/.
1	Tubos Acero inoxidable 304 L 5s x 6 m	24	Piezas	135	S/3,240.00
2	Plancha ASTM A 36 1/4'' x 4' x 8'	4	Pzas.	525	S/2,100.00
3	Plancha ASTM A 36 1/8'' x 4' x 8'	1	Pza.	340	S/340.00
4	Pintura Antioxidante	4	Galones	65	S/260.00
5	Pernos 5/8'' X 2.5'' Fe, con anillos planos y de presión	54	Pzas.	2.51	S/135.68
6	Vigas acero ASTM A 36 w4'' x 13 lb/pie x 6 m	2	Pzas.	1125	S/2,250.00
7	Colchonetas de Fibra de Vidrio 2'' X 0.6 M X 15 m	14	Pzas.	418.75	S/5,862.50
8	Planchas de FE Galvanizado 1/16'' X 1.20 X 2.40 M	22	Pzas.	75	S/1,650.00
9	Termómetro bimetálico, 0...300°C, d = 100 mm	1	Pzas.	315	S/315.00
10	Termómetro bimetálico, 0...100°C, d = 100 mm	1	Pzas.	275	S/275.00
11	Rolado Planchas para Coraza Precalentador de aire	1	Pzas..	215	S/215.00
12	Fabricación de discos placa para tubos del IC	2	Pzas.	475	S/950.00
13	Fabricación Codos largos 90º ASTM A 53	3	Pzas.	425	S/1,275.00
14	Soldar con proceso TIG tubos inox 304 L en discos placas	175	Pzas.	9.25	S/1,618.75
15	Soldar con TIG discos placas acero ASTM A 36 en coraza IC	2	Pzas.	300	S/600.00

16	Fabricación bridas de acero dint 506 mm tubería aire	4	Pzas.	450	S/1,800.00
17	Fabricación y montaje mamparas ASTM A 36 semicirculares 1/8 ''	2	Pzas.	250	S/500.00
18	Fabricación Empaquetaduras para bridas, dint = 400 mm	2	Pzas.	175	S/350.00
19	Mano de Obra Montaje Precalentador en Chimenea	1	Pzas.	980	S/980.00
20	Mano de Obra Montaje Precalentador	1	Pzas.	950	S/950.00
21	Mano de Obra Montajes vigas soporte	1	Pzas.	900	S/900.00
22	Mano de Obra Montaje Tubería de aire caliente	1	Pzas.	1200	S/1,200.00
23	Mano de Obra Aislamiento térmico	1	Pzas.	1300	S/1,300.00
24	Dirección Fabricación, Montaje y puesta en servicio	1		1500	S/1,500.00
		TOTAL INVERSIÓN			**S/. 30,566.93**

Fuente: Elaboración Propia

4.4.2. Beneficio económico

Beneficio económico bruto, BB

Es el valor económico del carbón que se deja de quemar, por mejora energética.

$$\mathrm{BB}\left(\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{mes}}\right) = \mathbf{75.24}\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{h}} * 625\frac{\mathrm{h}}{\mathrm{mes}} * 0.35\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{Kg}} = \mathbf{16458.75}\,\frac{\mathbf{soles}}{\mathbf{mes}}$$

Costo de operación: no se ha previsto contratar más personal de operación: 0

Costo de mantenimiento:

Se estima 400 soles/mes para limpieza del precalentador de aire

Beneficio neto, BN

$$\mathrm{BN}\left(\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{mes}}\right) = \mathrm{BB} - \mathrm{Copper} - \mathrm{Costomantto}$$

$$\mathrm{BN} = 16458.75\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{mes}} - 0 - 400\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{mes}} = 16058.75\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{mes}}$$

4.4.3. Período de retorno de la inversión, PRI:

$$\mathrm{PRI} = \frac{\mathrm{Invercion\ (soles)}}{\mathrm{BN}\left(\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{mes}}\right)} = \frac{30{,}566.93\ \mathrm{soles}}{16058.75\,\frac{\mathrm{soles}}{\mathrm{mes}}} = \mathbf{1.903meses}$$

4.5. Análisis con el impacto medio ambiental.

4.5.1 Reducción de flujos de gases contaminantes por reducción del consumo de combustible en caldera con carbón antracita

El análisis último de carbón antracítico que se quema en caldera da:

C = 66.0%; S = 2.0%; H_2 = 6.0 %; N_2 = 1.50 %; O_2 = 9.50 %; Ceniza = 5.0% y Humedad (agua) = 10%.

Balance en base a método 'base 100'

Tabla 15: Balance másico y molar de componentes del combustible carbón antracita

Componente	m (kg)	M (kg/kmol)	n (Nr. Kmol)
C	66	12	5.50
S	2	32	0.06
H_2	6	2	3.00
N_2	1.50	28	0.05
O_2	9.50	32	0.30
Z	5		
H_2O	10	18	0.56
Σ	100		9,47

Balance de combustión en base molar:

$$5.5\mathrm{C} + 0.06\mathrm{S} + 3\mathrm{H_2} + 0.05\mathrm{N_2} + 0.30\mathrm{O_2} + 0.56\,\mathrm{H_2O} + 6.76(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2})$$
$$\rightarrow 5.5\mathrm{CO_2} + 0.06\mathrm{SO_2} + 3.56\mathrm{H_2O} + 25.47\,\mathrm{N_2}$$

a) Ratio de dióxido de carbono – carbón, $\mathbf{R_{CO_2-Carbón}}$:

$$\mathrm{R_{CO_2-Carbón}} = \frac{5.5\ \mathrm{CO_2}}{100} = \frac{5.5 * 44}{100} = 2.42\frac{\mathrm{KgCO_2}}{\mathrm{kg-carbón}}$$

La masa total de gases de CO2, evacuados sería:

$$\mathrm{R_{T-CO2}} = \mathrm{R_{CO_2-Carbón}} * \mathrm{m_{carbón}} * \mathrm{Tp}$$

$$R_{Total} = 2.42 * 686.67 \frac{kg}{h} * 7500 \frac{h}{año} * \frac{1TM}{1000\ kg}$$

$$R_{Total} = 12463\ TM/año$$

4.5.2 Reducción de flujos de gases contaminantes por reducción del consumo de combustible en caldera con gas natural.

Tabla 16: Balance másico y molar de componentes del combustible gas natural

Componente	$M_{C_nH_m}$ (Kg/Kmol)	g_i	n (Kmol)
CH_4	16	95.08	5.9425
C_2H_6	30	2.14	0.0713
C_3H_8	44	0.29	0.0066
C_4H_{10}	58	0.11	0.0019
C_5H_{12}	72	0.04	0.0006
C_6H_{14}	86	0.01	0.0001
N_2	28	1.94	0.0693
CO_2	44	0.39	0.0089
		100	

- $m_{Gas\ Natural} = 5.9425CH_4 + 0.0713C_2H_6 + 0.0066C_3H_8 + 0.0019C_4H_{10} + 0.0006C_5H_{12} + 0.0001C_6H_{14} + 0.0693N_2 + 0.0089CO_2$
- $m_{aire} = \alpha * (O_2 + 3.76\ N_2)$
- $m_{gases\ evacuados} = \beta CO_2 + \gamma H_2O + \varphi N_2$

$$5.9425CH_4 + 0.0713C_2H_6 + 0.0066C_3H_8 + 0.0019C_4H_{10} + 0.0006C_5H_{12} + 0.0001C_6H_{14} + 0.0693N_2 + 0.0089CO_2 + \alpha * (O_2 + 3.76\ N_2) = \beta CO_2 + \gamma H_2O + \varphi N_2$$

Balance en carbonos:

$$5.9425 + 2 * 0.0713 + 3 * 0.0066 + 4 * 0.0019 + 5 * 0.0006 + 6 * 0.0001 + 0.0089 = \beta$$

$$\beta = 6.125\ Kmol$$

Balance en hidrógeno

$$5.9425 * 4 + 6 * 0.0713 + 8 * 0.0066 + 10 * 0.0019 + 12 * 0.0006 + 14 * 0.0001 = 2\gamma$$

$$\gamma = 12.14 \text{ Kmol}$$

Balance en oxigeno

$$2 * 0.0089 + 2\alpha = 2\beta + \gamma$$

$$\alpha = \frac{2\beta + \gamma - 2 * 0.0089}{2} = \frac{2 * 6.125 + 12.14 - 2 * 0.0089}{2} = 12.2 \text{ Kmol}$$

Balance en nitrógenos:

$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76\alpha = 2\varphi$$

$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76 * 12.2 = 2\varphi$$

$$\varphi = 46 \text{ Kmol}$$

La relación CO2/combustible, seria:

$$R_{\substack{CO2 \\ comb.}} = \frac{m_{CO2}}{m_c} = \frac{6.125CO_2}{m_c} = \frac{6.125 * 44}{100} = 2.70 \frac{kgCO2}{kgcombustible}$$

La masa de CO2, evacuada, seria:

$$\dot{m}_{CO2} = R_{\substack{CO2 \\ comb}} * \dot{m}_{gas\ natural}$$

$$\dot{m}_{CO2} = 2.70 \frac{kgSO2}{kgcomb} * 340.20 \frac{kgcomb}{h} * 7500 \frac{h}{año} * \frac{1TM}{1000} = 6889 \frac{TM}{año}$$

En la figura 24, se observa que la emisión de gases de CO2 con la utilización de gas natural es inferior cuando se utiliza carbón antracita.

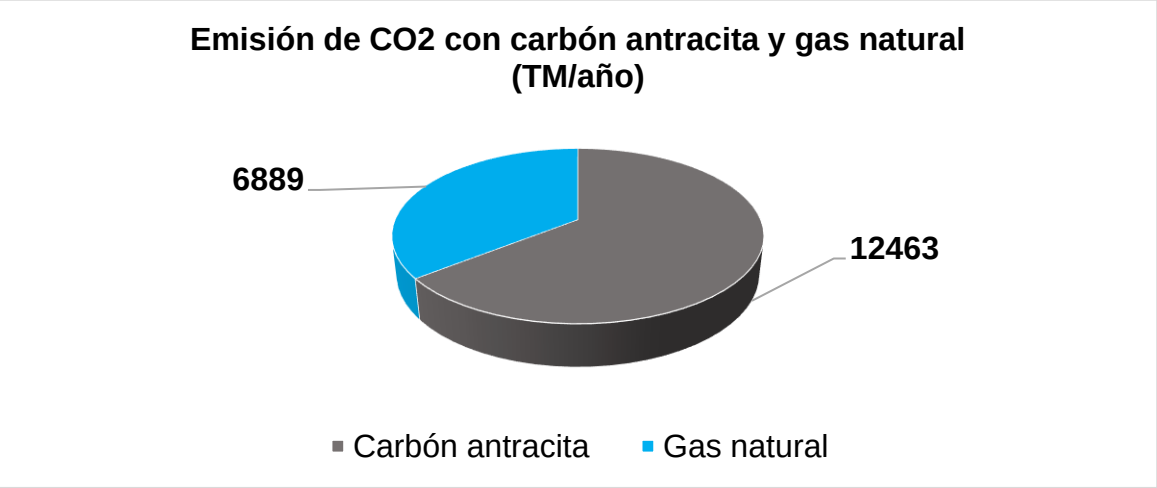


Figura 24: Emisión de CO2 con carbón antracita y gas natural.

Fuente: Elaboración Propia

V. DISCUSIÓN

5.1 Al analizar el sistema térmico se observa que no existe un Plan definido de gestión energética, no se cuenta con un profesional responsable de la energética industrial, tampoco existe una cultura de medición.

5.2 Utilizando las ecuaciones de energía térmica se observa que la caldera trabaja a máxima carga, 98%, quema un combustible de buen PCI, sin embargo, tienen muchas cenizas y pocos contenidos de volátiles, menor a 10 %, lo que dificulta su encendido y control de combustión, en comparación con otros trabajos como los de (Redhead, 2019) y (Enco, 2019). Existen plantas que queman carbón con mezcla de carbones, un 50% de carbón antracítico y 50% de carbón bituminoso, con lo cual él % de volátiles alcanza el 25 a 30%, facilitando su encendido y control de producción, a mediano plazo, se debe analizar la conveniencia de adquirir una caldera de mayor capacidad, por lo menos de 500 BHP.

5.3 El Plan de mejoras del sistema térmico se elaboró en base a los resultados de la auditoría energética, en la cual se encontró pérdidas significativas por deficiente aislamiento térmico en tubería de vapor y por falta de aislamiento térmico en los consumidores de vapor. Se evidenció claramente el hecho que no se recupera el calor sensible en los gases residuales, de chimenea, para los cual se diseñó un recuperador de calor, de coraza y tubos, de más de $150\ Kw$, con lo cual se incrementa el aire desde 22°C hasta 104.55°C, con esto se tendrá una mejor combustión por tener aire caliente.

El incremento de la eficiencia de la caldera es del 5.32%, es significativo, no es posible en las condiciones actuales, debido a que se encontró el tratamiento de agua en buen estado, la planta cuenta con desaireador térmico, asegurando un buen tratamiento anticorrosivo, las trampas evacúan bien el condensado, por lo demás; la planta se caracteriza por tener un proceso importante de calentamiento por mezcla, de más $\mathrm{de}\ 2000\ \mathrm{kg/h}$ de vapor, lo que hace inviable aumentar la recuperación del condensado, es decir, se tiene un conjunto de

procesos característicos de esta industria que no permiten aumentar la recuperación del condensado.

5.4 Del análisis económico resulta que las inversiones en aislamiento térmico y en calentamiento del aire para combustión, son importantes, pues su impacto en el retorno de la inversión es determinante.

Se obtiene un beneficio económico neto de $16058.75\ \mathrm{soles/mes}$, con lo cual se asegura un retorno de la inversión menor a los 2 meses, lo que hace atractiva a la inversión en mejoras energéticas. Dentro del monto de la inversión se observa que el gasto en mano de obra es importante, se puede reducir este costo si se analiza la posibilidad de utilizar mano de obra interna, es decir, utilizar el costo fijo y reducir el costo externo variable.

5.5 Al hacer el análisis del impacto medioambiental, por las mejoras energéticas, debido a la reducción del consumo de combustible, se empleó el método de análisis estequiométrica, en base a 100 kg, resulta que se obtiene reducción de emisiones de gases al medio ambiente, del orden de $24{,}900\ \mathrm{kg/h}$.

Se observa que, al quemar el carbón, se emiten tres importantes componentes gaseosos, Dióxido de carbono, dióxido de azufre, y óxidos nitros, los cuales, ale enfriarse en contacto directo con el aire húmedo atmosférico, se convierten en ácidos muy agresivos y corrosivos, como el ácido carbónico, ácido sulfúrico y el ácido nítrico, respectivamente, que forman la peligrosa lluvia ácida, muy dañina para la agricultura y la salud humana.

VI. CONCLUSIONES

Se hizo el análisis operativo y descripción de componentes de la central térmica de vapor saturado, resultando que La Planta industrial cuenta con una caldera pirotubular, de 400 BHP, utiliza agua a 105°C, un desgasificador térmico, se recupera solamente el 55% del condensado del vapor generado, pues uno de sus procesos industriales es por mezcla del producto con vapor. La caldera quema carbón antracítico, con aire a temperatura ambiente, genera vapor de 8 bar manométricos, saturado húmedo, no tiene flujómetro totalizador del vapor producido.

El sistema tiene secador de harina, a mezcla, tiene ablandador de agua por intercambio iónico, con resina sintética, los gases residuales se envían directamente a la atmósfera, sin recuperación de calor, no tiene condensador de gases por agua. La caldera tiene instrumentación muy básica, tiene control automático de presión del vapor, del tipo todo o nada y de nivel de agua en el domo, mediante switches de nivel eléctricos, con boya.

Se determinó la capacidad, eficiencia, de componentes del sistema térmico, la caldera genera vapor saturado de $110\ \mathrm{psig} = 7.48\ \mathrm{bar}$, a partir de agua a 65°C, quemando carbón con Poder Calorífico Inferior de $29{,}730\ \mathrm{kJ/kg}$, trabaja con relación aire combustible de $26.61\ \mathrm{kg\ de\ aire\ por\ kg\ de\ combustible}$, con flujo de gas de combustión de $18{,}958.95\ \mathrm{kg/h}$ y $18{,}272.8\ \mathrm{kg/h\ de\ aire}$; con calor total en caldera de $5{,}813.18\ \mathrm{kw}$, siendo el calor útil de $4{,}377.95\ \mathrm{kw}$, produciendo, en promedio; $6{,}102\ \mathrm{kg/h\ vapor}$.
La caldera opera a 98% de carga y con una eficiencia de $75.31\ \%$.
Los digestores consumen $3{,}045.6\ \mathrm{kg/h}$ en total, el secador consume $2{,}628\ \mathrm{kg/h}$ y el desaireador, $428.4\ \mathrm{kg/h}$, la auditoría da como resultado una pérdida significativa de calor por deficiente aislamiento térmico, de $183\ \mathrm{kw}$ y de más de $200\ \mathrm{kw}$ en los gases residuales, que no se recuperan.

Se elaboró un plan de mejoras del sistema térmico, que consta en los siguientes aspectos: mejora del aislamiento térmico de la tubería de vapor generado, reduciendo la pérdida de calor en $11.747\mathrm{kw}$, aislamiento térmicos de

los dos digestores, se obtiene una reducción de $105.9\ \mathrm{kw}$ por cada digestor, se plantea realizar un aislamiento térmico del secador, para lo cual, se obtiene una reducción de $74.115\ \mathrm{kw}$. Se planteó instalar y poner en servicio un precalentador de aire por gases residuales de chimenea, de calor útil igual a $4377.95\ \mathrm{kw}$ con tubos de acero inoxidable 304, diámetro de 42.162mm y diámetro de carcasa de 1.22m, con lo cual la eficiencia de la caldera aumenta desde 75.31 hasta 80.63 %, reduciéndose el consumo de combustible a $75.24\ \mathrm{kg/h}$. Por lo cual se planteó el uso del gas natural el cual se logra una eficiencia en la caldera de 84.57% y un consumo de 340.20 kg/h inferior al consumo con carbón antracita de 686.671 kg/h. Asimismo los costos de combustible con antracita es 1802508.75 soles/año y con gas natural 1651860.00 soles/año, concluyendo que es factible el cambio de combustible.

Se hizo el análisis económico de implementación de mejoras energéticas: la Inversión económica asciende a:$30566.93\ \mathrm{soles}$, el Beneficio bruto:$8190\ \mathrm{soles/mes}$, el costo de mantenimiento: $400\ \mathrm{soles/mes}$, el beneficio neto: $16058.75\ \mathrm{soles/mes}$, y el retorno de la inversión: 1.903 meses. Se concluye que es beneficioso invertir en la implementación de las mejoras energéticas. Se concluye, además, que; debido al bajo monto de inversión, 30,566.93 soles, no es necesario solicitar un préstamo bancario, se puede hacer con recursos propios disponibles, por lo tanto, tampoco se realiza el análisis financiero.

Se hizo el análisis del impacto medioambiental, en base a análisis de combustión, determinando que la reducción de emisión de gases contaminantes de dióxido de carbono con carbón antracita es 12463 TM/año y con gas natural 6889 TM/año, se concluye que es positivo, desde el punto de vista medioambiental, implementar un Plan de mejoras energéticas.

VII. RECOMENDACIONES

- Se recomienda elaborar e implementar un plan de mantenimiento preventivo para la caldera a carbón, un día por mes, para mantener los nuevos resultados de capacidad, rendimiento y costo.
- Capacitar al personal de operación del sistema de generación de vapor, así como al de mantenimiento en las nuevas tecnologías y métodos de mantenimiento.
- Elaborar un estudio de investigación para el diseño de un condensador de gases por agua, a mezcla directa, para anular la emisión de gases al medio ambiente.
- Se recomienda instalar instrumentos de medida para la presión del vapor, rango de 0…15 bar; para las temperaturas del gas en el hogar de la caldera, con rango de 0…1500 °C, la temperatura del agua de alimentación a caldera, rango de 0…100 °C.
- Se recomienda analizar la conveniencia de instalar un sistema de ósmosis inversa para el agua de alimentación a la caldera, para mejorar la calidad de agua y reducir las pérdidas por purgas.
- Se recomienda establecer un programa de calibración y verificación de los relay de presión y nivel de agua en domo de caldera, con frecuencia semestral.
- Se recomienda analizar la factibilidad técnica y económica de instalar un sistema de limpieza en seco y en mojado del carbón antracítico quemado, toda vez que contiene una importante cantidad de cenizas físicas, del orden de 5% en peso del carbón.
- Se recomienda establecer una frecuencia de auditoría térmica al sistema de generación, transporte y consumo de vapor, con frecuencia anual, para establecer retroalimentación de los resultados encontrados.

REFERENCIAS

Armijo, J. (2006). *Balance de materia y energia*. Lima: Universidad Nacional Mayor de San Marcos.

Beltrán, R. (2008). *Conversión Térmica de Energía.* Bogotá: Uniandes. 9789586953856.

Bohórquez, R. (2013). *Auditoría energética al circuito de vapor y condensado de una planta de elaboración de café liofilizado*. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral. 123456789/21705.

Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa.* México, D.F.: McGraw-Hill. 9789701061732.

Centrum. (2009). *Reporte Financiero Burkenroad Perú – El Pacifico*. Reporte Sectorial de Pesca -Empresa Austral Group S.A.A. [En línea] PUCP, 18 de Noviembre de 2009.

Doran, P. (1998). *Principios de ingeniería de los bioprocesos*. *Balance de energia.* [En línea] Acribia,S.A. 20 de Febrero de 1998.

Fernandez, J. (2010). *Maquinas Térmicas. Poder Calorifico*. [En línea] 20 de Junio de 2010.

Fernández, P. (1996).*Termodinámica técnica*. Madrid: Universidad de Cantabria. 8489586128.

Gerdipac.(2010). *Materiales Aislantes Industriales. Aislamiento Térmico*. [En línea] 10 de Diciembre de 2010.

Guevara, Ch. (2015). *Diagnosticos energeticos en sistemas térmicos*. *Vapor Flash*. [En línea] 2 de Julio de 2015.

Kenneth, Wark y Donald, E. (2001). *Termodinámica*. Madrid: Concepción Fernández. 844812829.

López, G.(2009). *Cálculo financiero aplicado: un enfoque profesional.* Buenos Aires: La Ley. 9870308821.

Meléndez, E. (2005). *Cálculo, diseño e instalación de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP*. Nuevo Chimbote: Universidad Nacional del Santa.

Petroperú. (2014). *Combustibles. Poderes calorificos*. [En línea] 20 de Febrero de 2014.

Purizaca, R. (2015). *Diseño técnico y económico de un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continúas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la empresa pesquera Ribaudo S.A. Trujillo.* Universidad Cesar Vallejo.

ANEXOS

ANEXOS

Ficha técnica de la Lana Mineral de Roca.

GERDIPAC Industrial e.i.r.l.

Jr. Chávez Tueros 1296, Chacra Ríos Sur, Lima1
Telef. 425-9520 / 425-8130 - Telefax: 425-8281
Nextel: 829*7173 / Rpm: #548597
www.gerdipac.com.pe / gerdipac.com.pe

CATALOGO DE PRODUCTOS AISLANTES

Lana Mineral de Roca

Rockwool Board

Los paneles de lana mineral de roca son considerados como el material mas ligero y más económico de los materiales aislantes para uso comercial e industrial. Es útil para aislamiento térmico y acústico y para protección contra fuego en fabricas, plantas de fuerza, calderos, almacenamientos fríos y calientes,

Description	Specification
Densidad	40,60,80,10,150 kg/m³
Espesor	30,50,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	1200 x 600 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible,grado A
Resistencia a la Temp.	450 °C
Prueba contra humed.	<95%

Rockwool Pipe

Las cañuelas preformadas de lana mineral de roca son un material económico y ligero, se utilizan para aislamiento térmico y acústico y para protección al fuego en plantas de fuerza, dispositivos de combustible, fábricas, sistemas de aire acondicionado

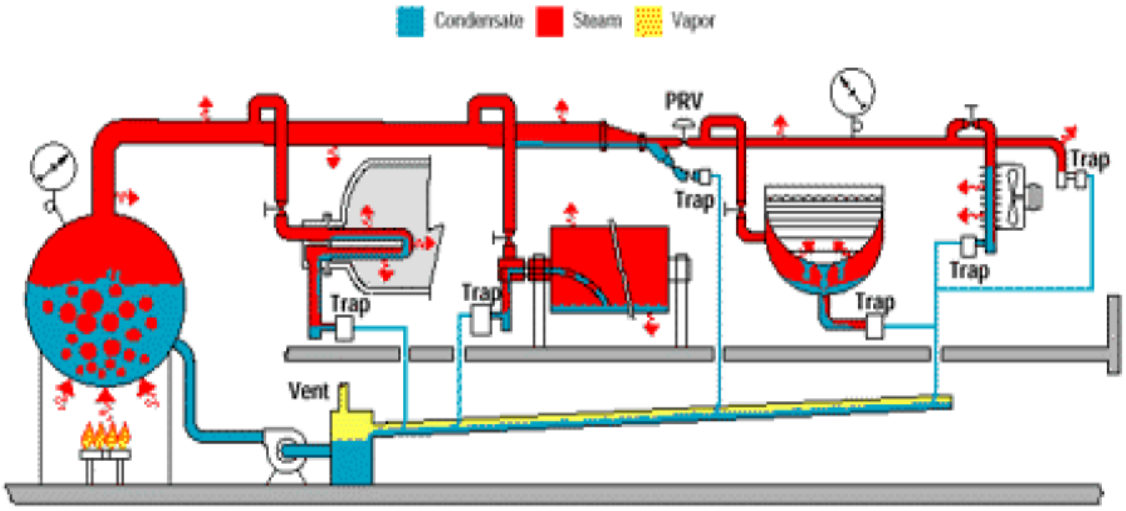
Description	Specification
Densidad	32,40,48,64 kg/m³
Espesor	25,30,50 mm
Longitud	1000 mm
Diámetro interno	De 18mm a 4500mm
Conductividad térmica	0.35w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, gradoA
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humed.	<95%

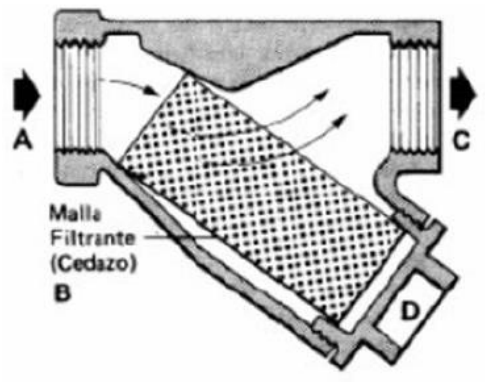
Rockwool Blanket

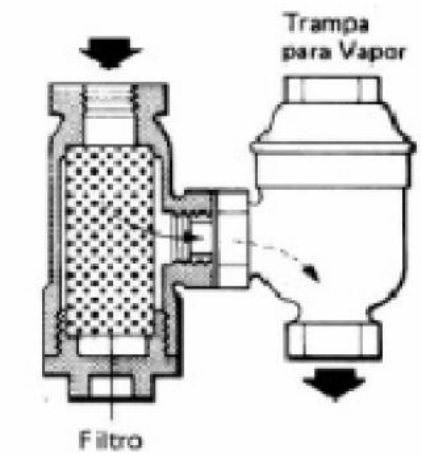
La manta flexible de lana mineral de roca es un material suave y de fácil instalación. Se usa para la protección contra fuego y aislamiento térmico y acústico en depósitos de combustible de grandes dimensiones, calderos, techos, etc. Puede venir con o sin refuerzo de malla metálica galvanizada.

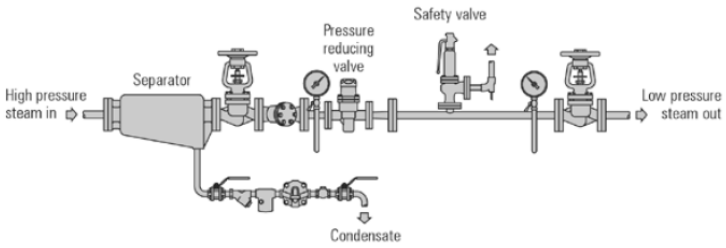
Description	Specification
Densidad	60,80,100,120 kg/m³
Espesor	40,50,60,70,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	5000*600,5000*910 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible,grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humed.	<95%

Instalación de trampas de vapor

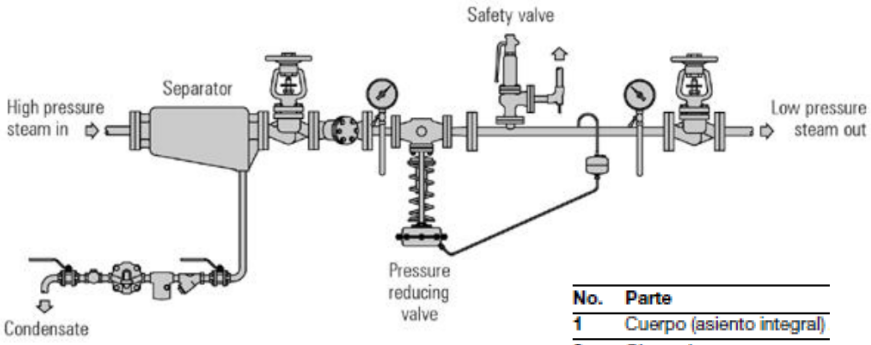




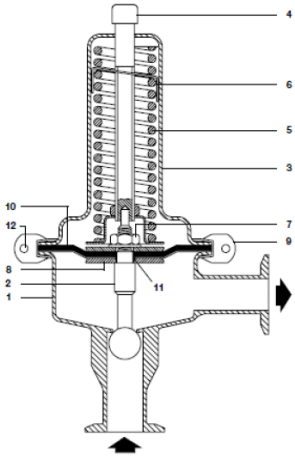




Componente	Función
Separador (vapor saturado)	para proteger la válvula reductora del vapor húmedo
Conjunto de Purga del Separador	
Válvula de Interrupción	para aislar la estación reductora de la entrada de vapor
Filtro (valvs. Autopilotadas)	para evitar la entrada de suciedad en la válvula reductora
Manómetro	para monitorear la presión aguas arriba de la válvula reductora
Válvula reductora de presión	para reducir la presión de suministro a la presión de trabajo
Válvula de Seguridad	para proteger los equipos aguas abajo de sobre presión
Manómetro	para monitorear la presión de control
Válvula de interrupción	para ajustar la presión de consigna de la válvula sin carga



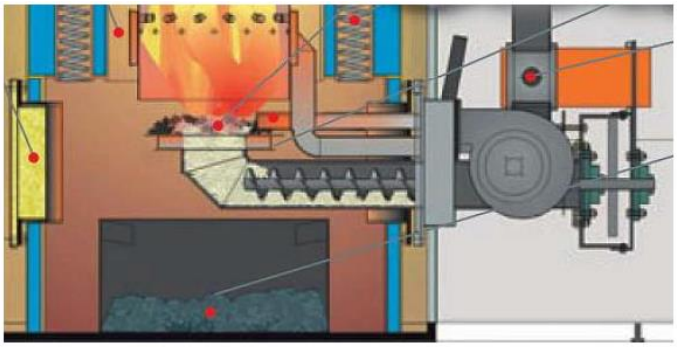
No.	Parte
1	Cuerpo (asiento integral)
2	Obturador
3	Alojamiento resorte
4	Tornillo ajuste
5	Resorte
6	Plato resorte
7	Tuerca diafragma
8	Plato diafragma
9	Mordaza en 'V'
10	Diafragma
11	'O' ring
12	Tornillo mordaza en 'V'

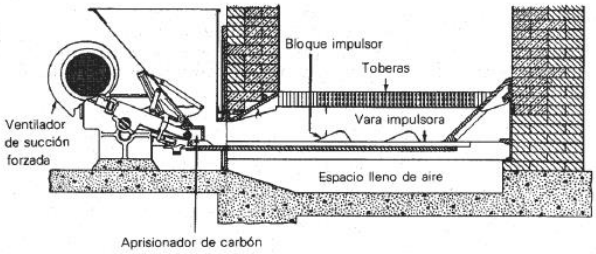


Propiedades de gases de combustión

T	ρ	k	ν	Pr	T	ρ	k	ν	Pr
°C	kg/m³	kcal/h°Cm²	10⁶ m²/s		°C	kg/m³	kcal/h°Cm²	10⁶ m²/s	
0	1,295	0,0196	12,20	0,720	600	0,405	0,0638	93,61	0,620
10	1,261	0,0203	13,13	0,717	610	0,401	0,0645	95,46	0,619
20	1,226	0,0211	14,07	0,714	620	0,397	0,0652	97,31	0,618
30	1,192	0,0218	15,00	0,711	630	0,392	0,0660	99,16	0,617
40	1,157	0,0225	15,94	0,708	640	0,388	0,0667	101,01	0,616
50	1,123	0,0233	16,87	0,705	650	0,384	0,0674	102,86	0,615
60	1,088	0,0240	17,80	0,702	660	0,380	0,0682	104,70	0,614
70	1,054	0,0247	18,74	0,699	670	0,376	0,0689	106,55	0,613
80	1,019	0,0254	19,67	0,696	680	0,371	0,0696	108,40	0,612
90	0,985	0,0262	20,61	0,693	690	0,367	0,0704	110,25	0,611
100	0,950	0,0269	21,54	0,690	700	0,363	0,0711	112,10	0,610
110	0,930	0,0277	22,67	0,688	710	0,360	0,0718	114,07	0,609
120	0,910	0,0284	23,79	0,686	720	0,356	0,0726	116,04	0,608
130	0,889	0,0292	24,92	0,684	730	0,353	0,0734	118,01	0,607
140	0,869	0,0299	26,04	0,682	740	0,350	0,0741	119,98	0,606
150	0,849	0,0307	27,17	0,680	750	0,346	0,0749	121,95	0,605
160	0,829	0,0315	28,30	0,678	760	0,343	0,0756	123,92	0,604
170	0,809	0,0322	29,42	0,676	770	0,340	0,0764	125,89	0,603
180	0,788	0,0330	30,55	0,674	780	0,336	0,0772	127,86	0,602
190	0,768	0,0337	31,67	0,672	790	0,333	0,0779	129,83	0,601
200	0,748	0,0345	32,80	0,670	800	0,330	0,0787	131,80	0,600
210	0,735	0,0352	34,10	0,668	810	0,327	0,0794	133,87	0,599
220	0,722	0,0359	35,40	0,666	820	0,324	0,0802	135,94	0,598
230	0,709	0,0366	36,70	0,664	830	0,321	0,0809	138,01	0,597
240	0,696	0,0373	38,00	0,662	840	0,318	0,0816	140,08	0,596
250	0,683	0,0381	39,31	0,660	850	0,315	0,0824	142,15	0,595
260	0,669	0,0388	40,61	0,658	860	0,312	0,0831	144,22	0,594
270	0,656	0,0395	41,91	0,656	870	0,310	0,0839	146,29	0,593
280	0,643	0,0402	43,21	0,654	880	0,307	0,0846	148,36	0,592
290	0,630	0,0409	44,51	0,652	890	0,304	0,0853	150,43	0,591
300	0,617	0,0416	45,81	0,650	900	0,301	0,0861	152,50	0,590
310	0,608	0,0423	47,27	0,649	910	0,298	0,0868	154,68	0,589
320	0,599	0,0431	48,72	0,648	920	0,296	0,0876	156,86	0,588
330	0,589	0,0438	50,18	0,647	930	0,293	0,0884	159,04	0,587
340	0,580	0,0446	51,64	0,646	940	0,291	0,0891	161,22	0,586
350	0,571	0,0453	53,10	0,645	950	0,288	0,0899	163,40	0,585
360	0,562	0,0460	54,55	0,644	960	0,285	0,0906	165,58	0,584
370	0,553	0,0468	56,01	0,643	970	0,283	0,0914	167,76	0,583
380	0,543	0,0475	57,47	0,642	980	0,280	0,0922	169,94	0,582
390	0,534	0,0483	58,92	0,641	990	0,278	0,0929	172,12	0,581
400	0,525	0,0490	60,38	0,640	1000	0,275	0,0937	174,30	0,580
410	0,518	0,0497	61,97	0,639	1010	0,273	0,0944	176,58	0,579
420	0,511	0,0505	63,56	0,638	1020	0,271	0,0951	178,86	0,578
430	0,505	0,0512	65,16	0,637	1030	0,270	0,0959	181,14	0,577
440	0,498	0,0520	66,75	0,636	1040	0,268	0,0966	183,42	0,576
450	0,491	0,0527	68,34	0,635	1050	0,266	0,0973	185,70	0,575
460	0,484	0,0534	69,93	0,634	1060	0,264	0,0981	187,98	0,574
470	0,477	0,0542	71,52	0,633	1070	0,262	0,0988	190,26	0,573
480	0,471	0,0549	73,12	0,632	1080	0,261	0,0995	192,54	0,572
490	0,464	0,0556	74,71	0,631	1090	0,259	0,1003	194,82	0,571
500	0,457	0,0564	76,30	0,630	1100	0,257	0,1010	197,10	0,570
510	0,452	0,0571	78,03	0,629	1110	0,255	0,1017	199,49	0,569
520	0,447	0,0579	79,76	0,628	1120	0,254	0,1025	201,88	0,568
530	0,441	0,0586	81,49	0,627	1130	0,252	0,1032	204,27	0,567
540	0,436	0,0593	83,22	0,626	1140	0,250	0,1040	206,66	0,566
550	0,431	0,0601	84,96	0,625	1150	0,249	0,1047	209,05	0,565
560	0,426	0,0608	86,69	0,624	1160	0,247	0,1055	211,44	0,564
570	0,421	0,0616	88,42	0,623	1170	0,245	0,1062	213,83	0,563
580	0,415	0,0623	90,15	0,622	1180	0,243	0,1070	216,22	0,562
590	0,410	0,0630	91,88	0,621	1190	0,242	0,1077	218,61	0,561
600	0,405	0,0638	93,61	0,620	1200	0,240	0,1085	221,00	0,560

Quemador para combustible sólido





Cargador por la parte inferior, con retorta sencilla, alimentación horizontal y descarga lateral de cenizas

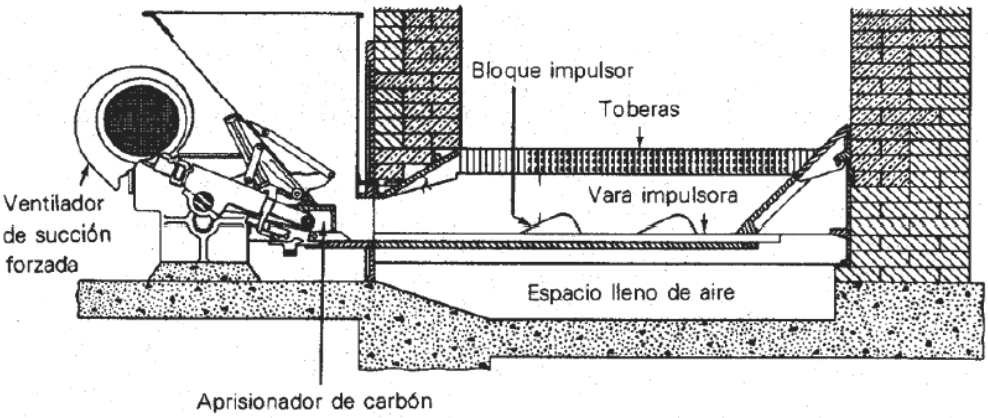


Diagrama de Reh para combustión de carbón

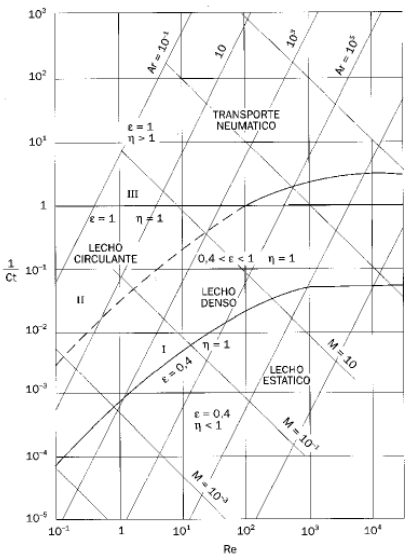
Diagrama de Reh

$$\mathrm{Re} = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza de arrastre}}$$

$$\frac{1}{C_t}(\text{Coeficiente de arrastre}) = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Peso aparente}}$$

$$\varepsilon = \frac{\text{Volumen libre entre los sólidos}}{\text{Volumen total del lecho}}$$

$$\eta = \frac{\text{Energía cedida por el gas (pérdida de carga del gas)}}{\text{Peso de sólido}}$$



spirax sarco

TI-S02-03
ST Issue 9

Trampa a flotador para vapor FT14 (Conexiones roscadas)

Descripción

El FT14 es una trampa a flotador para vapor con cuerpo en fundición nodular, partes internas en acero inoxidable y con eliminador termostático de aire interno. Se puede realizar en mantenimiento de la trampa sin desmontar de la línea.

Opciones disponibles

FT14 (R-L)	Conexiones horizontales, flujo de derecha a izquierda
FT14 (L-R)	Conexiones horizontales, flujo de izquierda a derecha
FT14V	Conexiones verticales, flujo descendente

Cápsula

La cápsula BP99/32 que se usa en la FT14 se puede usar con 150°C de recalentamiento a 0 bar r y 50°C recalentamiento a 32 bar r.

Extras opcionales

Una **válvula de aguja manual** (designado como 'C' en la nomenclatura - **FT14-C**) puede montarse en trampa para usarse como **dispositivo antibloqueo por vapor (SLR)** además del eliminador de aire estándar. Para más información consultar con Spirax Sarco.

Un **filtro interno** (designado como 'X' en la nomenclatura - **FT14X**) puede montarse en la trampa.

Normativas

Este producto cumple totalmente con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC.

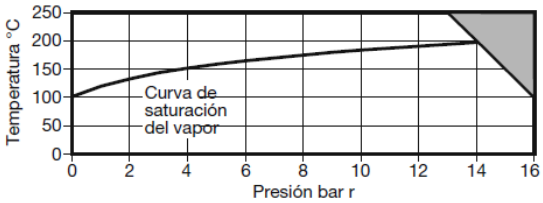
Certificados

Dispone de Informe típico de pruebas del fabricante.
Nota: Los certificados/requerimientos de inspección deben solicitarse con el pedido.

Tamaños y conexiones

½", ¾" y 1" rosca BSP o NPT.

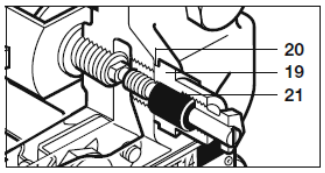
Rango de operación (ISO 6552)

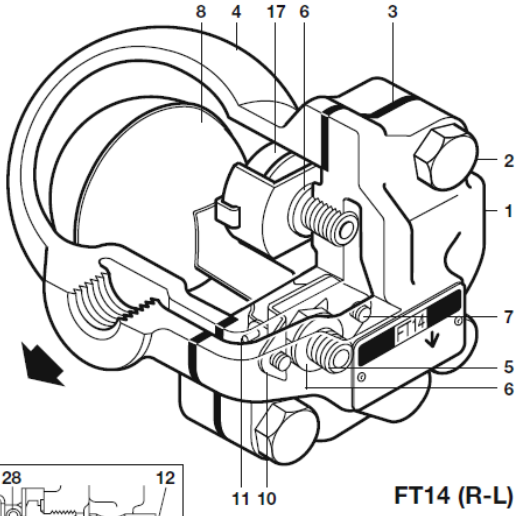


La trampa **no puede** trabajar en esta zona.

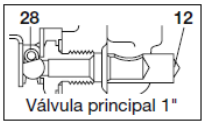
Condiciones de diseño del cuerpo			PN16
PMA	Presión máxima admisible		16 bar r a 120°C
TMA	Temperatura máxima admisible		250°C a 13 bar r
Temperatura mínima admisible			-10°C
PMO	Presión máxima de trabajo para vapor saturado		14 bar r
TMO	Temperatura máxima de trabajo		250°C a 13 bar r
Temperatura mínima de trabajo			0°C
ΔPMX	Presión diferencial máxima	FT14-4.5	4,5 bar
		FT14-10	10 bar
		FT14-14	14 bar
Prueba hidráulica			24 bar r

FT14-C (R-L)





FT14 (R-L)



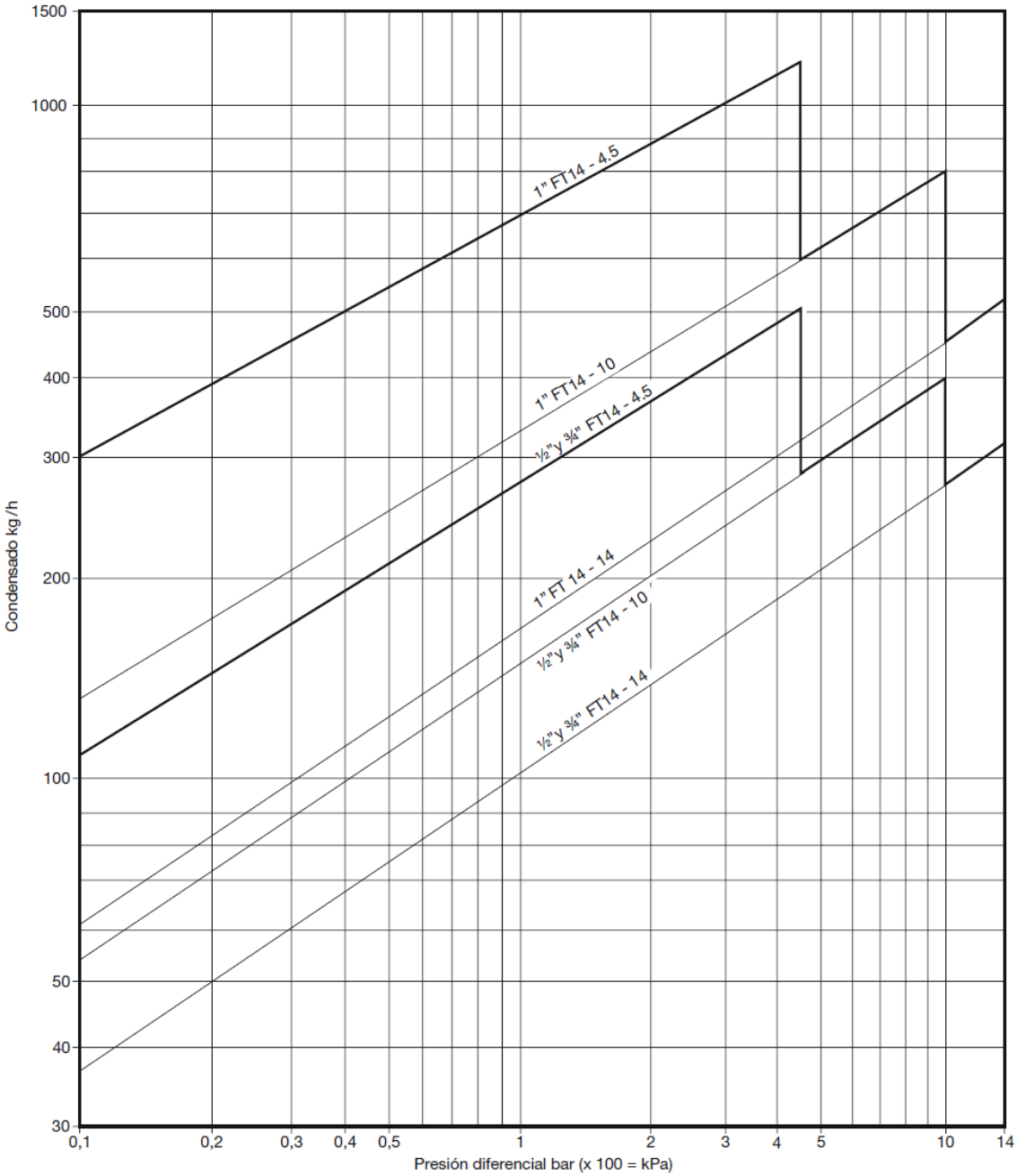
Válvula principal 1"

Materiales

No.	Parte	Material	
* 1	Cuerpo	Fundición nodular	DIN 1693 GGG 40
2	Tornillos tapa	Acero	BS 3692 Gr.8.8
3	Junta tapa	Grafito laminado reforzado	
4	Tapa	Fundición nodular	DIN 1693 GGG 40
5	Asiento válvula	Acero inoxidable	BS 970 431 S29
6	Junta asiento	Acero inoxidable	BS 1449 409 S19
7	Tornillos válvula	Acero inoxidable	BS 6105 Cl A2-70
8	Flotador y palanca	Acero inoxidable	BS 1449 304 S16
10	Armazón pivote	Acero inoxidable	BS 1449 304 S16
11	Pasador	Acero inoxidable	
* 12	Deflector (sólo 1")	Acero inoxidable	BS 970 431 S29
17	Eliminador de aire	Acero inoxidable	
18	Junta eliminador	Acero inoxidable	BS 1449 409 S19
19	Conjunto SLR	Acero inoxidable	BS 970 303 S21
20	Junta SLR	Acero inoxidable	BS 1449 304 S16
21	Empaquetadura	Grafito	
28	Resorte (sólo 1")	Acero inoxidable	BS 2056 302 S26

* **Nota:** Item **12** está montado en item **1** (solo 1").

Capacidades



Capacidades de agua fría adicionales para el eliminador de aire en condiciones de puesta en marcha

Las capacidades indicadas en el gráfico superior están basadas con descarga a la temperatura de saturación. Bajo condiciones de subenfriamiento, el eliminador de aire proporciona una descarga adicional. En puestas en marcha el elemento termostático está totalmente abierto aumentando la capacidad en un mínimo de 50% en los tipos 4,5 bar y del 100% en los de 10 y 14 bar. La tabla siguientemuestra la capacidad mínima adicional de condensado a través del elemento termostático.

ΔP (bar)	0,5	1	2	3	4,5	7	10	14
	Capacidad adicional mínima de condensado frío (kg/h)							
½" y ¾"	70	140	250	380	560	870	1 130	1 500
1"	120	240	360	500	640	920	1 220	1 500

Tabla de vapor saturado

Presión	Temperatura de saturación	Volumen específico		Densidad vapor saturado y seco	Entalpía del líquido	Entalpía del vapor saturado y seco	Calor latente de vaporización
		Líquido	Vapor saturado				
Kg/cm^2	°C	Litro/kg	m^3/kg	kg/m^3	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg
0,010	6,7	1,000	131,6	0,007599	6,73	600,2	593,5
0,020	17,2	1,001	68,25	0,01465	17,25	604,9	587,6
0,030	23,7	1,003	46,52	0,02150	23,81	607,8	584,0
0,035	26,4	1,003	40,22	0,02486	26,39	608,9	582,5
0,040	28,6	1,004	35,46	0,02820	28,67	609,8	581,1
0,050	32,6	1,005	28,72	0,03482	32,57	611,5	578,9
0,075	40,0	1,008	19,69	0,05105	39,96	614,7	574,7
0,10	45,5	1,010	14,95	0,06689	45,45	617,0	571,6
0,15	53,6	1,014	10,20	0,09804	53,59	620,5	566,9
0.20	59,7	1,017	7,789	0,1284	59,65	623,1	563,4
0,25	64,6	1,020	6,318	0,1583	64,54	625,0	560,5
0,30	68,7	1,022	5,324	0,1878	68,66	626,8	558,1
0,40	75,4	1,026	4,066	0,2459	75,41	629,5	554,1
0,60	85,4	1,033	2,782	0,3595	85,47	633,5	548,0
0 80	93,0	1,038	2,125	0,4706	93,05	636,4	543,3
1,00	99,1	1,043	1,725	0,5797	99,19	638,8	539,6

Espesores de aislante térmico lana mineral de roca recomendados

ESPESORES DE AISLAMIENTOS RECOMENDADOS

TEMPERATURA (°C)	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
DIÁMETRO TUBERÍA	ESPESORES DE AISLAMIENTO (plg.)									
½´´	1	1	1	1 ½	1 ½	1 ½	2	2 ½	2 ½	3
3/4´´	1	1	1	1 ½	1 ½	1 ½	2	2 ½	2 ½	3
1´´	1	1	1 ½	1½	2	2	2 ½	3	3	3 ½
1 1/4´´	1	1	1 ½	2	2	2 ½	2 ½	3	3	3 ½
1 ½´´	1	1	1 ½	2	2	2 ½	2 ½	3	3	3 ½
2´´	1	1 ½	1 ½	2	2	2 ½	3	3	3 ½	4
2 ½´´	1 ½	1 ½	2	2 ½	3	2 ½	3	3 ½	4	4
3´´	1 ½	2	2	2 ½	3	3	3	3 ½	4	4 ½
4´´	1 ½	2	2 ½	3	3	3	3 ½	4	4 ½	5
5´´	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½
6´´	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½
8´´	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	5	5 ½	6
10´´	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½
12´´	2	2 ½	3	3	3 ½	4	5	5 ½	6	7
14´´	2	2 ½	3	3 ½	4	4	5	6	6 ½	7
16´´	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½	7 ½
18´´	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½	7 ½
20´´	2 ½	3	3 ½	4	4	4 ½	5	6	7	8
22´´	2 ½	3	3 ½	4	4	5	5 ½	6	7	8
24´´	2 ½	3	3 ½	4	4	5	5 ½	6	7	8

Factores de emisión propuestos por la EPA para diferentes combustibles para calderas industriales con capacidad por debajo de 3000 BHP (29.400 MW)

Combustible	Unidad	CO_2	CO	SO_2	NOx	MP
Diesel 2	lb/1000 gal	22.300	5,00	142 S	20,00	2,00
Residual 5	lb/1000 gal	25.000	5,00	157 S	55,00	10,00
Residual 6	lb/1000 gal	25.000	5,00	157 S	55,00	9,19 S + 3,22
Residual 500	lb/1000 gal	25.000	5,00	157 S	55,00	9,19 S + 3,22
GLP	lb/1000 gal	14.300	3,60	0.09 S	21,00	0,60
Bagazo	lb/ton	1.560	---	---	1,20	15,6
Carbón Antracita	lb/ton	5.680	0,60	39 S	9,00	0,8 A
Carbón Bituminoso	lb/ton	6.040	5,00	38 S	11,00	66

Fuente: EPA (2001).
Nota:
S = contenido de azufre del combustible.
A = contenido de ceniza del carbón.
MP = material particulado

Factores de emisión aplicados para calderas peruanas

Combustible	% S	LHV	Factores de emisión (kg/TJ)					
			CO_2	CO[1)]	CO[2)]	SO_2	NOx	MP
Diesel 2	0,2475	0,1379 GJ/gal	73.351	28,0	16,4	115,6	65,8	6,6
Residual 5	0,715	0,1461 GJ/gal	77.609	30,1	15,5	348,5	170,7	31,0
Residual 6	1,06	0,1490 GJ/gal	76.091	29,5	15,2	506,5	167,4	39,5
Residual 500	1,465	0,1505 GJ/gal	75.334	29,2	15,1	693,1	165,7	50,3
GLP	0,003	0,0925 GJ/gal	70.151	17,7	17,7	0,1	103,0	2,9
Bagazo	0,05	6,28 GJ/ton	112.741	----	----	----	86,7	1127,4
Carbón Antracita	1,1	29,00 GJ/ton	88.843	11,8	9,4	671,0	140,8	118,9
Carbón Bituminoso	1	32,40 GJ/ton	84.560	87,5	70,0	532,0	154,0	924,0

Fuente: EPA (2001), cálculos propios, MP = material particulado
1) Factor de emisión previo a la implementación del proyecto basado en las mediciones realizadas por Jiménez et al. (2001, CENERGIA (2001) y estimados propios.
2) Factor de emisión después de la implementación del proyecto basado en valores estándar contenidos en AP-42 (EPA 2001).

Factores de emisión propuestos para el monóxido de carbono (CO)

	Diesel (situación actual en el Perú)	Residual (situación actual en el Perú)[1)]	Diesel – EPA	Residual – EPA [1)]
CO promedio (ppm)	49	76		
CO Lb/10^3 gal	8,5	9,7	5,0	5,0
CO kg/TJ	28,0	**29,6**	16,4	15,3

Fuente: EPA (2001)

Contenido de azufre de los combustibles peruanos para calderas industriales

Combustible	Contenido de Azufre (%)
Diesel-2	0,248
Residual-5	0,715
Residual-6	1,060
Residual-500	1,465
GLP	0,003
Bagazo	0,050
Carbón Antracita	1,100
Carbón Bituminoso	1,000

Fuentes: PETROPERU (1989) para Diesel, Residuales y GLP; AGROINDUSTRIAL LAREDO (2001) para Bagazo; IDAE (1990) para Carbón

Emisiones de las calderas industriales en el Perú – año 1999

Tipo de Combustible		Consumo Combustible (TJ/año)	CO_2 (t/año)	CO (t/año)	NO_x (t/año)	SO_2 (t/año)	Material Particulado (t/año)
Fósiles Líquidos	Residual 500	25 701	1 936 159	750	4 259	17 813	1 293
	Residual 6	15 572	1 184 889	459	2 607	7 887	615
	Residual 5	245	19 014	7	42	85	8
	Residual 4	14	1 087	0	2	5	0
	Diesel 2	3 164	232 083	89	208	366	21
Total Fósiles Líquidos		44 696	3 373 231	1 306	7 118	26 157	1 937
Fósiles Sólidos	Antracita	0	0	0	0	0	0
	Bituminoso	177	14 967	15	27	94	164
Total Fósiles Sólidos		177	14 967	15	27	94	164
Fósiles Gaseosos	Gas Natural	0	0	0	0	0	0
	GLP	717	50 298	13	74	0	1
Total Fósiles Gaseosos		717	50 298	13	74	0	1
Total Fósiles		**45 590**	**3 438 497**	**1 334**	**7 219**	**26 251**	**2 101**
Biomasa	Bagazo	5 490	618 948	0	476	0	6 189
	Forestal	0	0	0	0	0	0
Total Biomasa		**5 490**	**618 948**	**0**	**476**	**0**	**6 189**
TOTAL		**51 080**	**4 057 445**	**1 334**	**7 695**	**26 251**	**8 290**

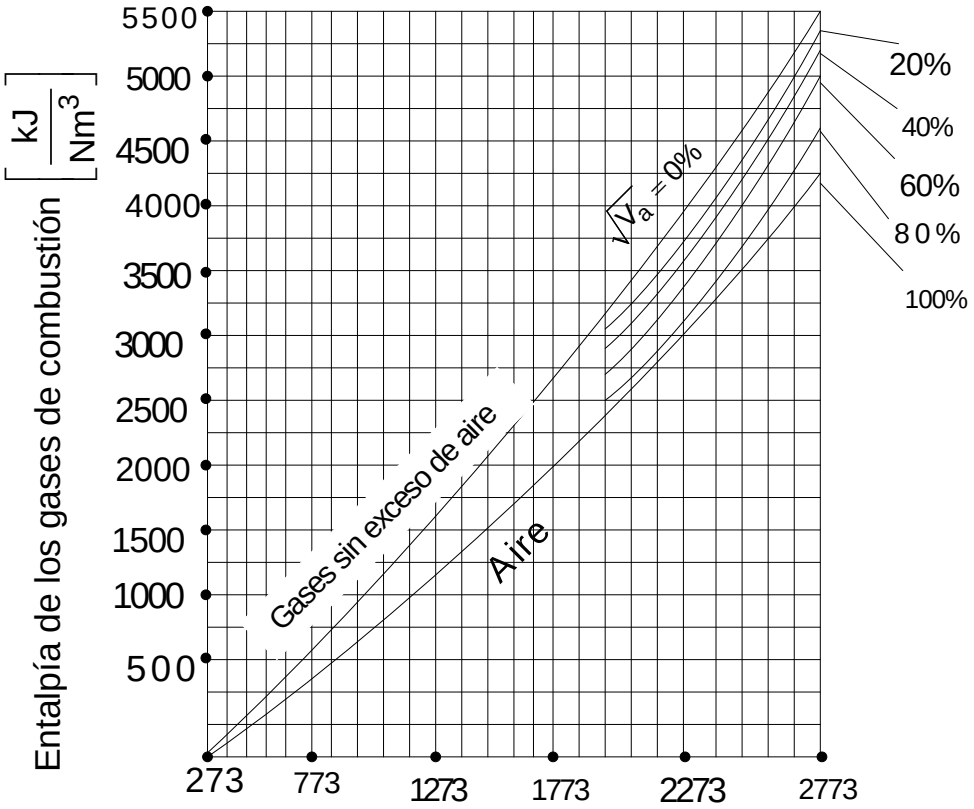


Figura 20. Diagrama H – T para gases de combustión

Volumen mínimo de aire para la combustión y Poder calorífico correspondiente a ciertos combustibles

Combustible	Símbolo	Masa Molar	Densidad ρ	Poder Calorífico Inferior		Cantidad Mínima de Aire
Denominación		(kg/kmol)	(kg/Nm^3)	KJ/Nm^3	KJ/kg	Nm^3/Nm^3
Óxido de Carbono	CO	28	1.25	12,641.72	10113.38	2.39
Hidrógeno	H_2	2.016	0.0899	10,758.02	119666.52	2.39
Metano	CH_4	16.03	0.717	35,790.30	49916.74	9.52
Acetileno	C_2H_2	26.02	1.171	56,929.60	48616.23	11.9
Eteno	C_2H_4	28.03	1.26	59,943.52	47574.22	14.3
Etano	C_2H_6	30.05	1.356	64,338.82	47447.51	35.75
Propeno	C_3H_6	42.05	1.915	88,199	46056.92	21.45
Propano	C_3H_8	44.06	2.019	93,557.10	46338.34	23.8
Butano	C_4H_{10}	58.1	2.58	117,208	45429.46	31
Benceno	C_6H_6	78.05	3.48	140,314.72	40320.32	35.75

Tabla de calores de combustión a 20 ºC

Sustancia	Fórmula	ΔEª (Kcal/mol)	ΔEª (KJ/mol)
Azufre	S_8	568.0	2377.648
Carbono	C	94,0	393.484
Decano	$C_{10}H_{22}$	1616,9	6764.576
Etano	C_2H_6	368,4	1542.122
Etanol	C_2H_5OH	327,0	1368.822
Eteno	C_2H_4	331,6	1388.077
Hidrógeno	H_2	57,8	241.95
Metano	CH_4	212,7	890.36
Monóxido de carbono	CO	67,6	282.97
Octano	C_8H_{18}	1308,0	5475.30
Pentano	C_5H_{12}	841,7	3524.20
Propano	C_3H_8	532,8	2230.30

Coeficientes globales de transferencia de calor para diseño de intercambiadores de calor

Tipo de intercambiador de calor	U, W/m^2 · °C*
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoniaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60†
	400-850†
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300†
	400-4 000‡

Coeficientes de ensuciamiento varios para intercambiadores.

Fluido industrial	R_s (m^2 K/W)
Gases y vapores	
Gas manufacturado	0,001761
Gases de escapes de motor	0,001761
Vapor libre de aceite	0,000088
Vapores de refrigerantes con aceite	0,000352
Aire comprimido	0,000176
Vapores de amoníaco	0,000176
Vapores de CO_2	0,000176
Vapores de cloro	0,000352
Gas de combustión de carbón	0,001761
Gas natural	0,000881
Líquidos	
Sales fundidas	0,000088
Refrigerantes	0,000176
Fluido hidráulico	0,000176
Medio orgánico de transferencia de uso industrial	0,000352
Amoníaco líquido	0,000176
Amoníaco líquido con aceite	0,000528
Soluciones de cloruro de calcio	0,000528
Soluciones de cloruro de sodio	0,000528
CO_2 líquido	0,000176
Cloro líquido	0,000352
Soluciones de metanol	0,000352
Soluciones de etanol	0,000352
Soluciones de etilén glicol	0,000352
Aceites vegetales	0,000528
Gasolina natural y gases petroleros licuados	0,000176 – 0,000352
Naftas líquidas	0,000176
Queroseno	0,000352 – 0,000528
Gasóleo liviano	0,000352 – 0,000528
Gasóleo pesado	0,000528 – 0,000881
Soluciones de soda caústica	0,000352
Asfalto	0,000881
Fuel oil nº 2	0,000352
Fuel oil nº 6	0,000881
Aceite de transformadores	0,000176
Lubricante de máquina	0,000176
Aceite para templado	0,000705
Crudos, -30 a 175 º C	0,000352 – 0,000881
Crudos, 175 a 230 ºC	0,000528 – 0,001057

Dimensiones de tuberías comerciales de acero inoxidable 304

Diámetro Nominal (in)	Diámetros (in)		Área Transversal (in2)	
	Exterior	Interior	Exterior	Interior
1/8	0.41	0.27	0.13	0.06
¼	0.54	0.36	0.23	0.10
3/8	0.68	0.49	0.36	0.19
½	0.84	0.62	0.55	0.30
¾	1.05	0.82	0.87	0.53
1	1.32	1.05	1.36	0.86
1 ¼	1.66	1.38	2.16	1.50
1 ½	1.90	1.61	2.84	2.04
2	2.38	2.07	4.43	3.36
2 ½	2.88	2.47	6.49	4.79
3	3.50	3.07	9.62	7.39
3 ½	4.00	3.55	12.56	9.89
4	4.50	4.03	15.90	12.73
5	5.56	5.05	24.30	20.00
6	6.63	6.07	34.47	28.89
8	8.63	7.98	58.42	50.02
10	10.75	10.02	90.76	78.85
12	12.75	11.94	127.64	111.90
14	14.00	13.13	153.94	135.30
16	16.00	15.00	201.05	176.70
18	18.00	16.88	254.85	224.00
20	20.00	18.81	314.15	278.00
24	24.00	22.63	452.40	402.10

Técnicas e Instrumentación de Datos

Técnica	Instrumento	Objeto	Objetivos
Observación	Hoja Excel de toma de datos	Sistema térmico de la empresa de procesos de alimento balanceado	Conocer el sistema térmico de generación, distribución y consumo de vapor, determinando los valores de sus principales parámetros e indicadores
Entrevistas	Hoja de entrevista	Personal de operación y de mantenimiento de equipos térmicos	Definir métodos operacionales, de mantenimiento, para analizar con mayor detalle de las características de equipos térmicos
Mediciones	Termómetros Manómetros Flujómetros	Instalaciones de equipos térmicos	Determinar los valores reales actuales de los parámetros del sistema de generación de vapor, para establecer la capacidad de producción de vapor flash y gases de chimenea.
Análisis registro de datos	Hoja de Registro de datos e incidencias	Sistema generación de vapor en Planta de procesos de alimento balanceado	Determinar frecuencia de mantenimiento eléctrico, fallas, reemplazos de equipos y estimar su vida útil, para posibles mejoras, determinando el costo de generación de vapor

OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variable independiente 1 Auditoría energética	Análisis de sistema energética para obtener un diagnóstico (Álvarez, 2015).	Procedimiento de medición, análisis y plan de mejoras energéticas (Álvarez, 2015).	KJ/Ton producto Soles/Ton producto	De razón
Variable independiente 2: Consumo de combustible	Cantidad de fluido que pasa por sección transversal en unidad de tiempo (Radici, 2015).	Producto de densidad por velocidad y sección transversal de un ducto (Stevenson, 2004).	Flujo alto Flujo bajo	De razón
Variable dependiente 1: Costo generación vapor	Valor monetario de recursos utilizados para producir una unidad de masa de vapor (Castro, 2013).	Relación entre el valor monetario de recursos utilizados y masa de vapor producido (Banciu, 2013).	Soles/Ton	De razón
Variable dependiente 2: Rendimiento de central térmica	Aprovechamiento del calor de un combustible para generar vapor en central térmica (Smith, 2004).	Relación entre el Calor útil aprovechado y el calor útil utilizado, (Smith, 2013).	Rendimiento alto, Kw útil/ Kw total; Qu/Qt	De razón
Variable dependiente 3: Flujo de gases contaminantes	Emisión de gases residuales de combustión, luego de entregar su calor sensible aprovechable, (Markovici, 2017).	cantidad de gases residuales de combustión que salen por chimenea en unidad de tiempo	Kg gases /kg cble	De razón
Variable interviniente 1: Precio del combustible	Valor económico de la unidad de medida de un combustible	Relación entre el valor monetario del combustible y su unidad de medida	Soles/Kg Soles/galón Soles/Nm^3	De razón

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS DE EVALUACIÓN						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse una tabla por favor indique)
	Pertinencia[1]		Relevancia[2]		Cantidad[3]		
	Si	No	Si	No	Si	No	
1	X		X		X		
2	X		X		X		
3	X		X		X		
4							

Aspectos generales	Si	No
Los instrumentos contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros.	X	
Los items permiten lograr la obtención de data importante para la investigación.	X	
Los items son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiera añadir items.	X	

VALIDEZ			
APLICABLE	X	NO APICABLE	
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES			

[1] Corresponde al concepto teórico formulado de las variables y/o dimensiones.

[2] Los items están apropiados para representar los indicadores y variables.

[3] No se encuentra ninguna dificultad para el llenado de los cuadros siendo conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

Apellidos y nombres: Valqui Gurreonero Oscar Delbis.

Profesión: Ingeniero

Especialidad: Mecánico Eléctricista.

Firma del experto.

C.I.P.: 221156

Oscar Delbis Valqui Gurreonero
ING. MECANICO ELECTRICISTA
R. CIP. N° 221156

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS DE EVALUACIÓN						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse una tabla por favor indique)
	Pertinencia[1]		Relevancia[2]		Cantidad[3]		
	Si	No	Si	No	Si	No	
1	✓		✓		✓		
2	✓		✓		✓		
3	✓		✓		✓		
4							

Aspectos generales	Si	No
Los instrumentos contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros	✓	
Los ítems permiten lograr la obtención de data importante para la investigación	✓	
Los ítems son suficientes para la recolección de información. En caso sea la respuesta negativa sugiera añadir ítems.	✓	

VALIDEZ

APLICABLE ✓ NO APICABLE

APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES

[1] Corresponde al concepto teórico formulado de las variables y/o dimensiones

[2] Los ítems están apropiados para representar los indicadores y variables.

[3] No se encuentra ninguna dificultad para el llenado de los cuadros siendo conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: JUAN PABLO FUENTES ARANDA

Profesión: INGENIERÍA

Especialidad: MECÁNICA.

CI

Juan Pablo Fuentes Aranda
INGENIERO MECÁNICO
R.C.P. N° 225084

Firma del experto

C.I.P. 225084

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS DE EVALUACIÓN						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse una tabla por favor indique)
	Pertinencia[1]		Relevancia[2]		Cantidad[3]		
	Si	No	Si	No	Si	No	
1	✓		✓		✓		
2	✓		✓		✓		
3	✓		✓		✓		
4							

Aspectos generales	Si	No
Los instrumentos contiene instrucciones claras y precisas para el correcto llenado de parámetros	✓	
Los items permiten lograr la obtencion de data importante para la investigación	✓	
Los items son suficientes para la recolección de información En caso sea la respuesta negativa sugiera añadir items.	✓	

VALIDEZ

APLICABLE ✓ NO APICABLE

APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES

[1] Corresponde al concepto teórico formulado de las variables y/o dimensiones.

[2] Los items están apropiados para representar los indicadores y variables.

[3] No se encuentra ninguna dificultad para el llenado de los cuadros siendo conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

Apellidos y nombres: Quiliche Cano Jhon Antonio

Profesión: Ingeneria

Especialidad: Industrial

Firma del experto

C.I.P. 236973

JHON ANTONIO
QUILICHE CANO
Ingeniero Industrial
CIP Nº 236973